

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR

PROYECTO FIN DE CARRERA

**INTERFAZ DE COMUNICACIÓN ENTRE
MATLAB Y PRO ENGINEER PARA EL ANÁLISIS
Y MODELADO DE UN EJE FERROVIARIO SEGÚN
NORMA UNE-EN 13103**

AUTOR

JAVIER MORENO BLANC
INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL

DIRECTOR

JUAN CARLOS GARCIA PRADA
CATEDRÁTICO DE INGENIERÍA MECÁNICA

OCTUBRE 2011

HOJA DE IDENTIFICACION

Título del proyecto:

Interfaz de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER para el análisis y modelado de un eje ferroviario según norma UNE-EN 13103.

Proyecto dirigido por:

Juan Carlos García Prada

Catedrático de Ingeniería Mecánica

Universidad Carlos III de Madrid

Av. Universidad 30

Leganés (Madrid)

Autor:

Javier Moreno Blanc

Ingeniero Técnico Industrial

Leganés, octubre de 2011

ACTA DE DEFENSA Y LECTURA DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

Titulo del proyecto: **Interfaz de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER para el análisis y modelado de un eje ferroviario según norma UNE-EN 13103**

Autor: **Javier Moreno Blanc**

Director: **Juan Carlos García Prada**

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____ de 2011 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Resumen

Este proyecto es una apuesta del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid para optimizar el proceso de diseño mecánico de un eje ferroviario gracias a un mayor aprovechamiento de los recursos disponibles, ya que uno de los aspectos de más importancia junto con el análisis del contacto rueda carril, es el estudio de los ejes ferroviarios, que supone una pieza clave en la mejora del funcionamiento del ferrocarril y de sus prestaciones.

El proyecto describe la arquitectura de comunicación entre la fase de diseño y dimensionado y la de modelado CAD 3D, facilitando la transmisión de los valores característicos, entre las herramientas de análisis matemático como Matlab y los programas CAD 3D como Pro ENGINEER.

Esta comunicación entre el análisis y el modelado CAD permite optimizar procesos de diseño basados en el seguimiento de normas, de esta forma que mejora la productividad y la fiabilidad.

Esta arquitectura de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER, estará desarrollada con el fin de servir de base para futuros proyectos de investigación que se lleven a cabo dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid.

Palabras clave:

Eje ferroviario, Matlab, Pro ENGINEER, Norma UNE-EN 13103.

Abstract

This project is a bet the Department of Mechanical Engineering at the University Carlos III of Madrid to optimize the mechanical design of a rail link through a better use of available resources as one of the most important aspects with the wheel rail contact analysis is the study of railways, which is a key factor in improving the functioning of the railway and its services.

The project describes the architecture of communication between the project design and dimensioning and 3D CAD modeling, facilitating the transmission of the characteristic values, between the mathematical analysis tools such as Matlab and 3D CAD programs such as Pro ENGINEER.

This communication between CAD modeling and analysis to optimize design processes based on monitoring of standards, thus improving productivity and reliability.

This architecture of communication between Matlab and Pro ENGINEER, will be developed to serve as a basis for future research projects are conducted within the Department of Mechanical Engineering at the University Carlos III of Madrid.

Keywords:

Railway axis, Matlab, Pro ENGINEER, UNE-EN 13103



ÍNDICE GENERAL

1. MEMORIA DESCRIPTIVA	17
1.1. INTRODUCCION	21
1.2. OBJETIVO DEL PROYECTO	24
1.3. ALCANCE DEL PROYECTO	26
1.3.1. Análisis y dimensionado de un eje ferroviario con Matlab	26
1.3.2. Arquitectura de comunicación	27
1.3.3. Modelado de un eje ferroviario usando Pro ENGINEER	28
1.4. ANTECEDENTES	30
1.4.1. Antecedentes del Departamento de Ingeniería Mecánica	30
1.4.2. Programación interna	31
1.4.3. Comunicación entre Mathcad y Pro ENGINEER	31
1.5. NORMAS Y REFERENCIAS	34
1.5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	34
1.5.1.1. Normativa aplicada durante la fase de redacción del proyecto.	34
1.5.1.2. Normativa aplicada durante la realización de los planos	35
1.5.1.3. Normativa aplicada en la fase de cálculo	36



1.5.2.	Bibliografía.....	36
1.5.2.1.	Libros	36
1.5.2.2.	Apuntes	36
1.5.2.3.	Páginas WEB	37
1.5.2.4.	Proyectos fin de carrera	37
1.5.2.5.	Tesis Doctorales	38
1.5.3.	Recursos	38
1.6.	DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	39
1.6.1.	Coeficiente de concentración de esfuerzos K	39
1.6.2.	Concepto de “RAPID PROTOTYPING”	42
1.6.3.	Fichero .STL.....	45
1.7.	DESARROLLO	48
1.7.1.	Análisis y dimensionado según norma UNE-EN 13103.....	49
1.7.1.1.	Interfaz conversacional	50
1.7.2.	Revisión de respuestas.....	51
1.7.2.1.	Asistente gráfico	52
1.7.3.	Arquitectura de comunicación	54
1.7.4.	Modelado de un eje ferroviario usando Pro ENGINEER	56
1.7.4.1.	Parámetros de diseño	58



1.7.4.2.	Parámetros importados del análisis	60
1.8.	RESULTADOS FINALES Y CONCLUSIONES.....	63
1.9.	TRABAJOS FUTUROS	65
2.	ANEXOS	68
2.1.	DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA	71
2.1.1.	Sistema de unidades	71
2.1.2.	Norma UNE-EN 13103.....	72
2.2.	CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS	118
2.2.1.	Programa principal.....	118
2.2.2.	Biblioteca de materiales.....	125
2.2.3.	Factor de concentración de tensiones.....	127
2.2.4.	Biblioteca de rodamientos	130
2.2.5.	Exportar datos a Pro ENGINEER	131
2.3.	OTROS DOCUMENTOS	132
2.3.1.	Modelado de engranajes usando Pro ENGINEER	132
2.3.2.	Crear ejecutables con Matlab	135
2.3.2.1.	Introducción.....	135
2.3.2.2.	Requisitos	136
2.3.2.3.	Instrucciones.....	137



2.3.2.4.	Referencias	140
2.3.3.	Catalogo de materiales para la fabricación del eje	141
2.3.3.1.	ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)	141
3.	PLANOS.....	143
3.1.	CONJUNTO EJE MONTADO	145
3.2.	CUERPO DEL EJE	146
4.	PLIEGO DE CONDICIONES	147
4.1.	RECURSOS	149
4.2.	DISPOSICION FINAL.....	150
5.	ESTADO DE MEDICIONES	151
5.1.	INTRODUCCION	153
5.2.	TRABAJO DE INGENIERIA	154
5.3.	RECURSOS INFORMATICOS.....	154
6.	PRESUPUESTO	156
6.1.	INTRODUCCION	158
6.2.	TRABAJO DE INGENIERIA	159
6.3.	RECURSOS INFORMATICOS.....	159
6.4.	RESUMEN	162



ÍNDICE FIGURAS

ILUSTRACIÓN 1. PROTOTIPO DE TREN DE ALTA VELOCIDAD.	21
ILUSTRACIÓN 2. EJES FERROVIARIOS.	22
ILUSTRACIÓN 3. VERIFICACIÓN DIMENSIONAL DE UN EJE FERROVIARIO.	23
ILUSTRACIÓN 4. ESQUEMA DEL PROCESO DE DISEÑO.	24
ILUSTRACIÓN 5. ANÁLISIS FEM	28
ILUSTRACIÓN 6. PIEZAS FABRICADAS POR 'RAPID PROTOTYPING'.....	29
ILUSTRACIÓN 7. HERRAMIENTA DE RELACIONES.	31
ILUSTRACIÓN 8. INTERFAZ DE COMUNICACIÓN ENTRE MATHCAD Y PRO ENGINEER.	32
ILUSTRACIÓN 9. DISTRIBUCIÓN Y CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EVIDENCIADO POR FOTO ELASTICIDAD.....	40
ILUSTRACIÓN 10CONCENTRACIÓN DE TENSIONES PARA EJE FLEXIONADO CON RADIO DE ACUERDO.....	41
ILUSTRACIÓN 11. MALLADO STL DEL EJE FERROVIARIO.	46
ILUSTRACIÓN 12.GENERACIÓN DE ARCHIVOS .STL CON PRO ENGINEER.....	47
ILUSTRACIÓN 13. ARQUITECTURA DE INTEGRACIÓN.	48
ILUSTRACIÓN 14. EDITOR DE MATLAB.	49
ILUSTRACIÓN 15.CONFIRMACIÓN PARA MOSTRAR LAS GRAFICAS DE RESULTADOS.	49
ILUSTRACIÓN 16. GRAFICAS DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS.	50
ILUSTRACIÓN 17. INTRODUCCIÓN DE VALORES.....	51
ILUSTRACIÓN 18. MUESTRA DE LAS UNIDADES A INTRODUCIR.	51
ILUSTRACIÓN 19. REVISIÓN DE RESPUESTAS.	52
ILUSTRACIÓN 20. ASISTENTE GRAFICO.	53
ILUSTRACIÓN 21. ASISTENTE PARA LA CREACIÓN DEL ARCHIVO .TXT.....	54
ILUSTRACIÓN 22. CREACIÓN Y ESTRUCTURA DEL ARCHIVO .TXT	55
ILUSTRACIÓN 23. COTA DIMENSIONAL DEFINIDA COMO VARIABLE.....	56



ILUSTRACIÓN 24. MODELO PARAMÉTRICO.....	57
ILUSTRACIÓN 25. . EJE FERROVIARIO MODELADO CON PRO ENGINEER	58
ILUSTRACIÓN 26. . VENTANA DE PARÁMETROS.....	59
ILUSTRACIÓN 27. VENTANA DE RELACIONES	60
ILUSTRACIÓN 28. IMPORTAR RELACIONES	61
ILUSTRACIÓN 29. RELACIONES DEL ARCHIVO IMPORTADO	61
ILUSTRACIÓN 30. . OPCIÓN DE REGENERAR	62
ILUSTRACIÓN 31. CROQUIS DE LA LONGITUD TOTAL DEL EJE.	71
ILUSTRACIÓN 32. COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS (PARTES CILÍNDRICAS).....	127
ILUSTRACIÓN 33. COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS (ACANALADURA).....	128
ILUSTRACIÓN 34. EVOLVENTE DEL DIENTE DE UN ENGRANAJE.	132
ILUSTRACIÓN 35. ALGORITMO PARA LA GENERACIÓN DE UNA EVOLVENTE.....	133
ILUSTRACIÓN 36. VENTANA DE EDICIÓN DE PARAMETROS.....	134
ILUSTRACIÓN 37. GUIDE	135
ILUSTRACIÓN 38. DEPLOYMENT PROYECT	137
ILUSTRACIÓN 39. SELECCIÓN DE LAS FUNCIONES	138
ILUSTRACIÓN 40. ADD MCR.....	139
ILUSTRACIÓN 41. COMPILADOR DE MATLAB	139



ÍNDICE TABLAS

TABLA 1. FORMULAS PARA CALCULAR M_x PARA CADA ZONA DEL EJE.	27
TABLA 3. DURACIÓN DEL TRABAJO DE INGENIERÍA.	154
TABLA 4. LISTADO DE RECURSOS INFORMÁTICOS.	154
TABLA 5. COSTE ECONÓMICO DEL TRABAJO DE INGENIERÍA.	159
TABLA 6. COSTE ECONÓMICO DE LOS ELEMENTOS COMERCIALES.	159
TABLA 7. RESUMEN DEL COSTE ECONÓMICO DEL PROYECTO.	162



ÍNDICE ECUACIONES

ECUACIÓN 1. COEFICIENTE DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES.	39
ECUACIÓN 2. ESTADO TENSIONAL.....	39
ECUACIÓN 3. ALGORITMO DE SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	130



Universidad
Carlos III de Madrid

INTERFAZ DE COMUNICACIÓN ENTRE
MATLAB Y PRO ENGINEER PARA EL ANÁLISIS
Y MODELADO DE UN EJE FERROVIARIO
SEGÚN NORMA UNE-EN 13103

Javier Moreno Blanc



Universidad
Carlos III de Madrid

INTERFAZ DE COMUNICACIÓN ENTRE
MATLAB Y PRO ENGINEER PARA EL ANÁLISIS
Y MODELADO DE UN EJE FERROVIARIO
SEGÚN NORMA UNE-EN 13103

Javier Moreno Blanc

1. MEMORIA DESCRIPTIVA



ÍNDICE GENERAL

1. MEMORIA DESCRIPTIVA	17
1.1. INTRODUCCION	21
1.2. OBJETIVO DEL PROYECTO	24
1.3. ALCANCE DEL PROYECTO	26
1.3.1. Análisis y dimensionado de un eje ferroviario con Matlab	26
1.3.2. Arquitectura de comunicación	27
1.3.3. Modelado de un eje ferroviario usando Pro ENGINEER	28
1.4. ANTECEDENTES	30
1.4.1. Antecedentes del Departamento de Ingeniería Mecánica	30
1.4.2. Programación interna	31
1.4.3. Comunicación entre Mathcad y Pro ENGINEER	31
1.5. NORMAS Y REFERENCIAS	34
1.5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	34
1.5.1.1. Normativa aplicada durante la fase de redacción del proyecto.	34
1.5.1.2. Normativa aplicada durante la realización de los planos	35
1.5.1.3. Normativa aplicada en la fase de cálculo	36
1.5.2. Bibliografía.....	36



1.5.2.1.	Libros	36
1.5.2.2.	Apuntes	36
1.5.2.3.	Páginas WEB	37
1.5.2.4.	Proyectos fin de carrera	37
1.5.2.5.	Tesis Doctorales	38
1.5.3.	Recursos	38
1.6.	DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	39
1.6.1.	Coeficiente de concentración de esfuerzos K	39
1.6.2.	Concepto de “RAPID PROTOTYPING”	42
1.6.3.	Fichero .STL.....	45
1.7.	DESARROLLO	48
1.7.1.	Análisis y dimensionado según norma UNE-EN 13103.....	49
1.7.1.1.	Interfaz conversacional	50
1.7.2.	Revisión de respuestas.....	51
1.7.2.1.	Asistente gráfico	52
1.7.3.	Arquitectura de comunicación	54
1.7.4.	Modelado de un eje ferroviario usando Pro ENGINEER	56
1.7.4.1.	Parámetros de diseño	58
1.7.4.2.	Parámetros importados del análisis	60



1.8.	RESULTADOS FINALES Y CONCLUSIONES.....	63
1.9.	TRABAJOS FUTUROS	65

1.1. INTRODUCCION

El momento actual del ferrocarril puede analizarse desde tres puntos de vista: por un lado, el proceso de liberación; por otro lado la modernización de la red convencional y de cercanías; y finalmente la expansión de la red de alta velocidad y la transformación del ancho de vía.

Todos estos frentes son indicativos del gran auge que está sufriendo este medio de transporte en nuestros días, en síntesis, el ferrocarril se encuentra en un momento sumamente atractivo, con una fuerte inversión por ejecutar y con la posibilidad de que esta inversión sirva de motor para el desarrollo tecnológico de las empresas españolas y, a la vez, consolidar el primer nivel mundial en tecnologías de alta velocidad.



Ilustración 1. Prototipo de tren de alta velocidad.

Dentro de las universidades, el ferrocarril está muy presente en los temas de estudio, donde se destinan muchos recursos a mejorar y desarrollar nuevas tecnologías que confirmen el ferrocarril como una fuerte alternativa de futuro para el transporte ya no solo de viajeros sino también de mercancías.

El motivo del proyecto es que uno de los aspectos de más importancia junto con el análisis del contacto rueda carril, es el estudio de los ejes ferroviarios, que supone una pieza clave en la mejora del funcionamiento del ferrocarril y de sus prestaciones.



Ilustración 2. Ejes ferroviarios.

Para abordar el diseño de los ejes ferroviarios desde el punto de vista de la investigación y el análisis se ha recurrido a la integración y complementación, por un lado al uso de herramientas de modelado matemático como Matlab, y por otro al uso de programas CAD que nos ayuden en la interpretación y en posteriores etapas de la evaluación del eje ferroviario.

Esta comunicación entre el análisis y el modelado CAD es un paso fundamental para optimizar el proceso de diseño de estos elementos ferroviarios.

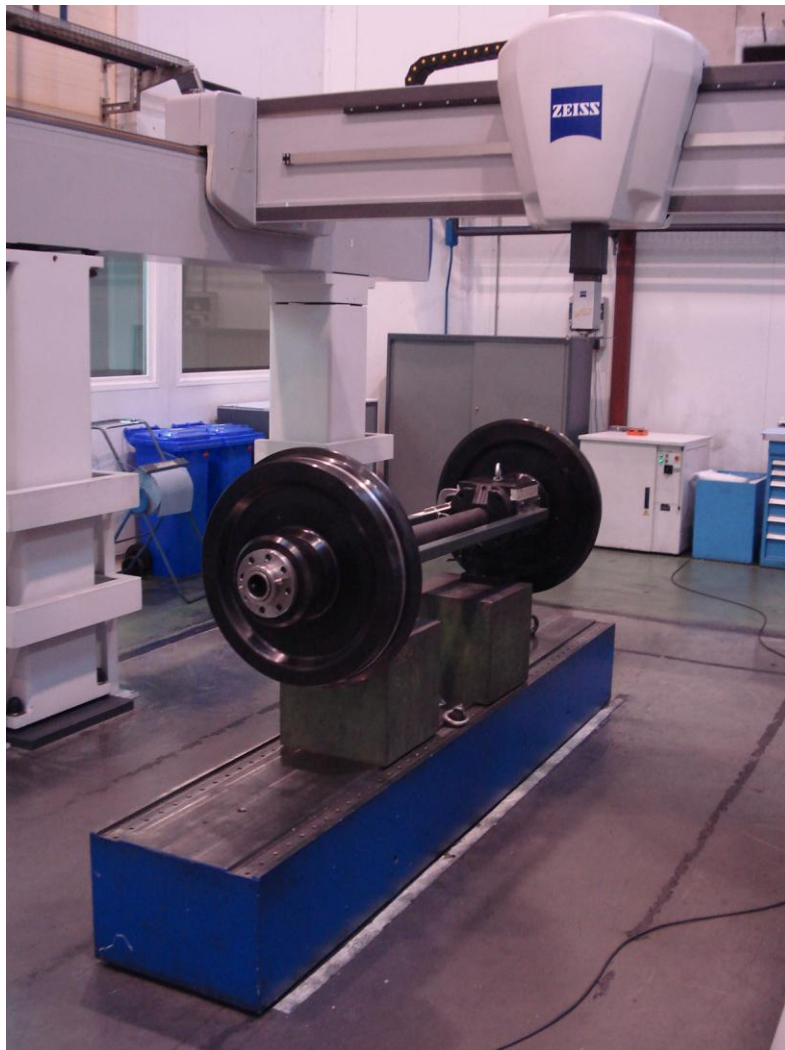


Ilustración 3. Verificación dimensional de un eje ferroviario.

Para el dimensionado y análisis de este elemento se cuenta con una completa normalización que nos permite dimensionar de forma óptima el eje ferroviario en función de nuestras necesidades.

En la parte de modelado nos encontramos el uso de potentes software CAD que gracias a la incorporación de herramientas de análisis como el método de elementos finitos nos permiten ajustar y perfeccionar el desarrollo de los futuros ejes ferroviarios.

1.2. OBJETIVO DEL PROYECTO

Este proyecto es una apuesta del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid para optimizar el proceso de diseño mecánico de un eje ferroviario gracias a un mayor aprovechamiento de los recursos disponibles.

Se pretende establecer y describir la arquitectura de comunicación entre la fase de diseño y la de modelado CAD, facilitando para ello la conexión entre los valores numéricos esenciales extraídos de cálculos matemáticos y los programas CAD 3D, de forma que se asegure la productividad y la fiabilidad del proceso de diseño.

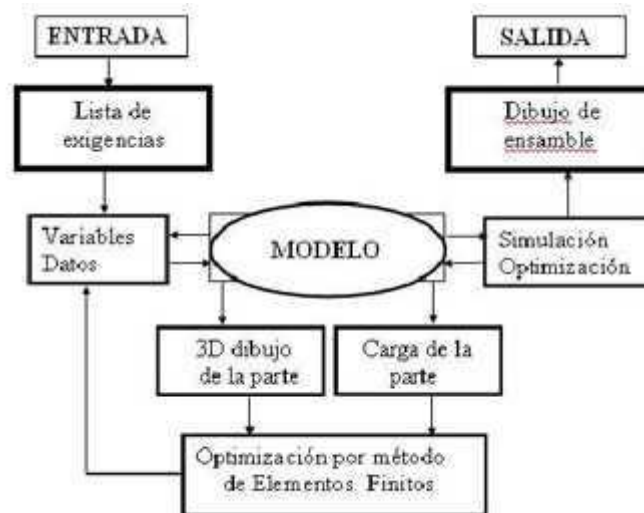


Ilustración 4. Esquema del proceso de diseño.

Partiendo del modelo CAD, el Departamento de Ingeniería Mecánica podrá aplicar todo el conocimiento en el que está invirtiendo a través de otros proyectos de investigación para seguir evaluando el diseño gracias al uso de herramientas de análisis FEM, método de elementos finitos, que permiten ajustar y perfeccionar el desarrollo de los futuros componentes.

Para asegurar dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica el éxito de futuras investigaciones acerca de esta metodología de diseño, uno de los retos es establecer la



arquitectura de comunicación aprovechando los mejores recursos de que dispone la Universidad Carlos III de Madrid.

Para el cálculo de los valores dimensionales se utiliza Matlab por ser el programa con más extensión y ámbito de aplicación dentro del mundo de la ingeniería. Para la fase de modelado 3D se opta por usar Pro ENGINEER, por confirmarse como una de las soluciones CAD 3D de primer orden a nivel mundial, además de por ser una de las apuestas tecnológicas y de calidad más importantes implantadas recientemente por el Departamento de Ingeniería Mecánica y en la que se está llevando a cabo muchos proyectos de investigación para tratar de sacar el máximo rendimiento.



1.3. ALCANCE DEL PROYECTO

En este apartado se definen y controlan los apartados que están y no están incluidos en el proyecto así como el ámbito de aplicación del proyecto.

Para establecer la arquitectura de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER, se estudia el modelado de un eje ferroviario según la norma UNE-EN 13103.

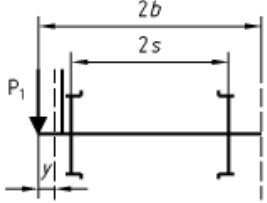
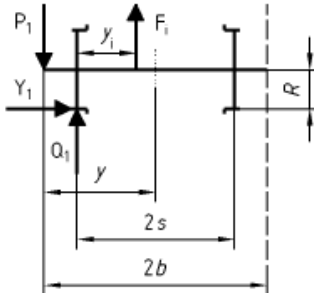

El alcance del proyecto se puede dividir en módulos funcionales independientes para facilitar la adaptación de este proyecto a futuras investigaciones llevadas a cabo por el Departamento de Ingeniería Mecánica.

1.3.1. Análisis y dimensionado de un eje ferroviario con Matlab

Actualmente gracias a la normativa sobre diseño de ejes ferroviarios se dispone de unas pautas que garantizan la seguridad y funcionalidad de los ejes ferroviarios en función de las aplicaciones para las que se diseñan estos elementos, pero su correcta aplicación no está exenta de que se cometan errores por parte de los facultativos encargados del diseño además de tener en cuenta todo el tiempo empleado para su aplicación en el diseño.

Este problema requiere el uso de programas de cálculo numérico, como Matlab, ampliamente empleado en cálculos de carácter ingenieril, que partiendo de las condiciones de contorno conocidas, como por ejemplo, la longitud del eje y las cargas a las que va a estar sometido, calculen y resuelvan todos los puntos de la norma de una forma más rápida y segura.

Tabla 1. Formulas para calcular M_x para cada zona del eje.

Zona del eje	M_x^a
Entre el plano de carga y el plano de rodadura	$M_x = P_1 y$ 
Entre los planos de rodadura	$M_x = P_1 y - Q_1(y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i(y - b + s - y_i)$  <p>F_i: fuerza(s) situada(s) a la izquierda de la sección considerada</p>
Esquema general de las variaciones de M_x	
^a En caso de un eje asimétrico, los cálculos deben llevarse a cabo alternativamente después de aplicar la carga a las dos manguetas con el fin de determinar el peor de los casos.	

1.3.2. Arquitectura de comunicación

Partiendo de los datos obtenidos del apartado anterior, se tienen que establecer los mecanismos para poder transmitir la información desde Matlab a nuestro programa CAD 3D Pro ENGINEER.

Los objetivos de este apartado son simplificar y disminuir el tiempo de diseño en 3D, asegurando también que los valores dimensionales que se utilizan son correctos.

1.3.3. Modelado de un eje ferroviario usando Pro ENGINEER

La última fase para completar el proceso de diseño consiste en la obtención del modelo 3D.

Partiendo del archivo CAD el elemento puede someterse a varios tipos de análisis a través de herramientas CAE incorporadas en Pro ENGINEER, como por ejemplo el ensayo usando FEM o el estudio a fatiga.

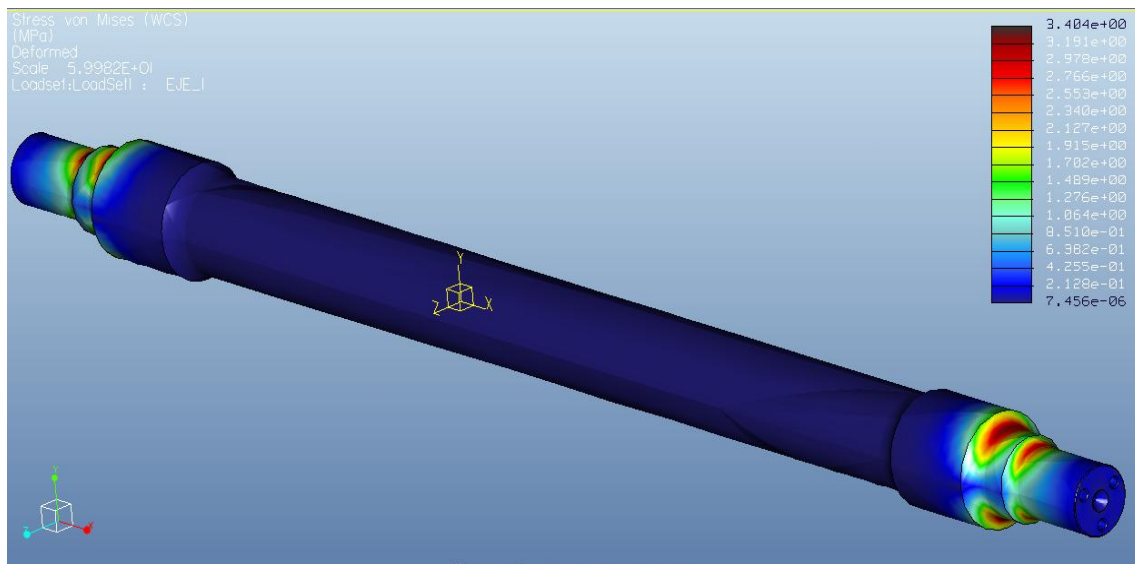


Ilustración 5. Análisis FEM

Otra ventaja de modelo 3D es la posibilidad de construir prototipos usando la técnica de 'rapid prototyping', para posteriormente poder llevar a cabo ensayos de fractura y fatiga.



Ilustración 6. Piezas fabricadas por ‘rapid prototyping’.

Esta arquitectura de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER, estará desarrollada con el fin de servir de base para futuros proyectos de investigación que se lleven a cabo dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid.



1.4. ANTECEDENTES

El diseño mecánico es un proceso complejo formado principalmente por dos tareas que son por un lado el cálculo de las dimensiones para cumplir unas expectativas determinadas y posteriormente la fase de modelado, para poder aplicar tecnologías que van desde el análisis del modelo incluyendo el trabajo con prototipos¹ a la fabricación CAM que completan el proceso de fabricación.

Los antecedentes pueden clasificarse en función de los mecanismos utilizados para adaptar la fase de cálculo a la fase de modelización.

1.4.1. Antecedentes del Departamento de Ingeniería Mecánica

Proyecto 'Diseño de un eje (UNE-EN 13103) y modelado con Pro-E: aplicación a un eje ferroviario' de Mario Casillas Guillermo.

En este proyecto se verifica el método de diseño de un eje de ferrocarril en base a la normativa que lo regula. Puesto que los ejes van a ser montados en vagones para uso en Europa la norma de aplicación es la UNE. Como resultado se obtiene una hoja de cálculo que nos permite introducir todos los parámetros del eje y comprobar fácilmente si el mismo cumple con la normativa de manera bastante automatizada.

¹ rapid prototyping

1.4.2. Programación interna

La mayoría de software CAD 3D actual incorpora la función de programación de las funciones, es decir, la parametrización de los valores dimensionales con la finalidad de tener presente de forma activa el primer apartado del diseño mecánico, el cálculo de las dimensiones.

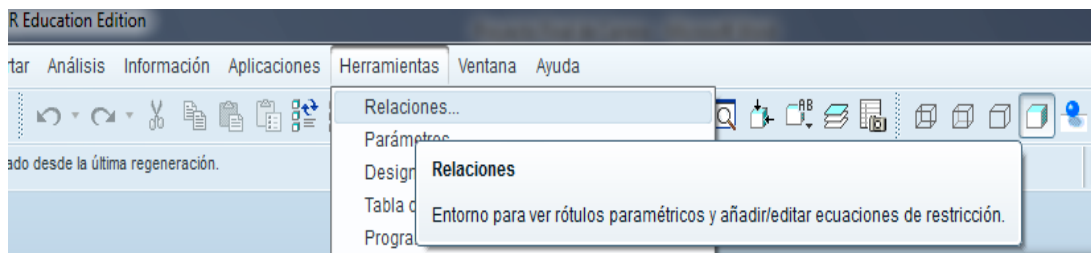


Ilustración 7. Herramienta de relaciones.

Pro ENGINEER es un software altamente paramétrico, que incorpora la utilidad de programación a través de su barra de herramientas 'Relaciones', esto es de especial interés para la modelización de componentes mecánicos cuyas dimensiones son relaciones matemáticas solo modelables con funciones matemáticas, póngase como ejemplo de ello la evolvente de los dientes de un engranaje² o el perfil de un alabe.

1.4.3. Comunicación entre Mathcad y Pro ENGINEER

Mathcad es una herramienta de documentación técnica, gestión de cálculos y captura del conocimiento para la ingeniería diseñado con el fin de aumentar la productividad

² En el apartado de ANEXOS se adjunta un código para la creación de engranajes rectos usando el apartado de programación de parámetros de Pro ENGINEER.

personal y de la organización. Mathcad combina un eficaz motor de cálculo, al que se tiene acceso por medio de la notación matemática convencional, con un procesador de texto con una gama completa de funciones y herramientas gráficas.

Entre sus ventajas esta la integración con Pro/ENGINEER consistente en un vínculo bidireccional entre las dos aplicaciones que permite asociar fácilmente cualquier fichero de Mathcad con un conjunto o pieza de Pro/ENGINEER, por medio de la función de análisis de Pro/ENGINEER. Los valores esenciales calculados con Mathcad se pueden asignar a parámetros y cotas del modelo CAD para que guíen el diseño de la geometría.

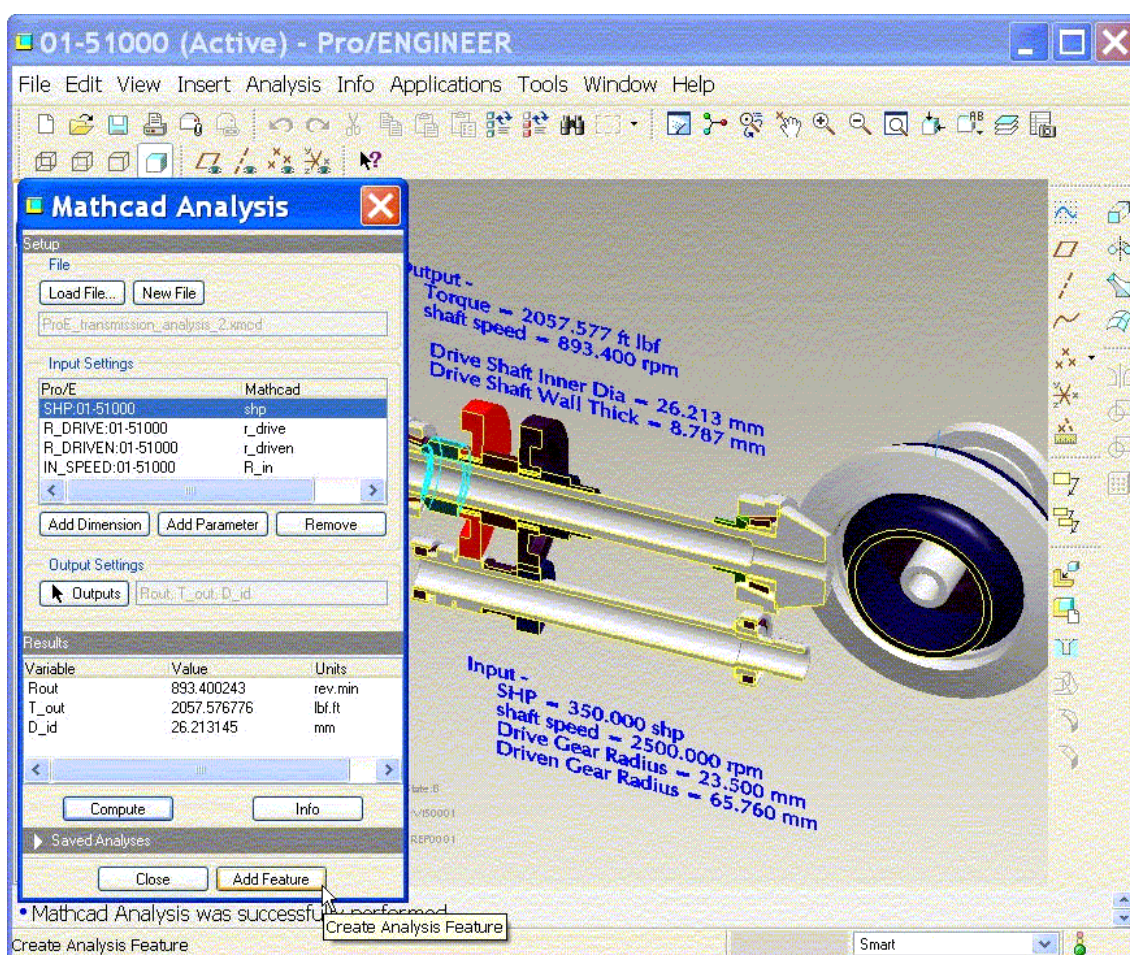


Ilustración 8. Interfaz de comunicación entre Mathcad y Pro ENGINEER.



Los parámetros de los modelos de Pro/ENGINEER también se pueden introducir en Mathcad para realizar cálculos de diseño técnico posteriores. La integración posibilita la actualización dinámica de los cálculos y los planos CAD cuando se modifican los parámetros. Además, los diseños de Pro/ENGINEER gobernados por Mathcad se pueden validar ahora mediante las soluciones de análisis estructural, térmico, de fatiga y de mecanismos de Pro/ENGINEER Mechanica.



1.5. NORMAS Y REFERENCIAS

En este apartado se detallan las normas que se han aplicado a lo largo de la realización del proyecto, así como los recursos que se han utilizado para su ejecución y además se especificará las referencias de recursos escritos (libros y apuntes) y páginas Web necesarias para la materialización del proyecto.

1.5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

Este apartado contiene el listado de la normativa a aplicar en las distintas fases del proyecto. Los distintos subapartados son los correspondientes a la fase de diseño, a la fase de redacción del proyecto y a la fase de elaboración de planos.

No se considerará la normativa que debe cumplir un taller de fabricación, o la normativa de seguridad que deben cumplir las máquinas utilizada, ya que se supone que una vez se ha realizado el diseño del robot se encargará su fabricación a un taller que será el responsable de aplicar las normativas correspondientes.

1.5.1.1. Normativa aplicada durante la fase de redacción del proyecto.

Este proyecto ha estado redactado y organizado de acuerdo con la Norma UNE 157001 “Criterios generales para la elaboración de proyectos”, la cual pretende establecer las consideraciones generales que permitan precisar las características que han de cumplir los proyectos de productos, obras y edificios (excluidos los habitares), instalaciones (incluidas la de los habitares), servicios o software, para que sean adecuados al objetivo al que están destinados.

La distribución del proyecto se realiza en un único volumen que se presenta según las normas establecidas por la Universidad Carlos III de Madrid para la titulación de Ingeniería Industrial.



1.5.1.2. Normativa aplicada durante la realización de los planos

Para la elaboración de los planos se ha tenido en cuenta las siguientes normas UNE:

- UNE 1039:1994 Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
- UNE 1034-75 Normalización de cajetines
- UNE 1-035-83 Normalización de cajetines
- UNE 1032:1982 Dibujos técnicos. Principios generales de representación UNE-EN ISO 5261:2000 Dibujos técnicos. Representación simplificada de barras y perfiles.
- UNE-EN ISO 1660:1996 Dibujos técnicos. Acotación y tolerancias de perfiles.
- UNE-EN ISO 128-21:2002 Dibujos técnicos. Principios generales de presentación. Parte 21: Preparación de líneas mediante sistemas de DAO (diseño asistido por ordenador).
- UNE 1128:1995 Dibujos técnicos. Tolerancias geométricas. Referencias y sistemas de referencia para tolerancias geométricas.
- UNE 1149:1990 Dibujos técnicos. Principio de tolerancias fundamentales
- UNE 41605:1997 IN Recomendaciones para la representación de los tolerancias de construcción en los planos.
- UNE 1027:1995 Dibujos técnicos. Plegado de planos.



1.5.1.3. Normativa aplicada en la fase de cálculo

- UNE-EN 13103:2010, Aplicaciones ferroviarias, Ejes montados y bogies, Ejes portadores, Método de diseño

1.5.2. Bibliografía

1.5.2.1. Libros

1. Pedrero Moya, José Ignacio: 'Tecnología de maquinas'. UNED, 2ª edición.
2. SHIGLEY, Joseph E. & MISCHE, Charles R: 'Diseño en ingeniería mecánica'. 6ª Edición.
3. Norton, Don.: 'Diseño de máquinas', Pentice Hall
4. William F.Smith.: 'Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales', McGraw Hill
5. BUDYNAS: 'Diseño en Ingeniería Mecánica'. MCGRAW HILL, 8ª edición.

1.5.2.2. Apuntes

1. 'Mecánica de sólidos', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.
2. 'Diseño Mecánico', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.
3. 'Tecnología de Fabricación', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.
4. 'Tecnología de Fabricación II', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.
5. 'Fractura y fatiga de componentes mecánicos', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.
6. 'Tecnología de máquinas', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.



7. Marcelo Tulio Piovan: 'Teorías de Falla Estática' Cátedra de Elementos de Máquinas. UTN-FRBB, 2004.
8. Javier Bradineras: 'Elasticidad y Resistencia de materiales', Escuela Politécnica Superior, Universidad de Lerida.
9. 'Ferrocarriles', Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid.
10. Ramón Grau: 'Redacción de proyectos', Escuela Politecnica Superior, Universidad de Lerida.

1.5.2.3. Páginas WEB

1. www.lawebdelprogramador.com (tutoriales de Matlab)
2. www.sca.es/Pro-ENGINEER (Recursos Pro ENGINEER)
3. www.splav.kharkov.com (Base de datos de materiales)
4. www.todotrenes.com
5. www.wikipedia.org
6. www.ptc.com/precisionlms (Manuales online Pro ENGINEER)
7. www.aenor.com (normativa aplicable al proyecto)

1.5.2.4. Proyectos fin de carrera

- Mario Casillas Guillermo: 'Diseño de un eje (UNE-EN 13103) y modelado con Pro-E: aplicación a un eje ferroviario'. Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2011.
- Alfonso Zamora Abad: 'Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril'. Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2010.
- Miquel Sánchez Muñoz: 'Análisis a fatiga de un eje ferroviario de mercancías mediante el código Pro ENGINEER'. Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2011.



1.5.2.5. Tesis Doctorales

- Belén Molina Sánchez: 'Estudio de la creación, desarrollo y método de detección de grietas en ruedas ferroviarias'. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, 2006

1.5.3. Recursos

1. Matlab R2010a
2. Pro ENGINEER 'Wild Fire 5.0'
3. Microsoft Excel
4. Microsoft Word

1.6. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

1.6.1. Coeficiente de concentración de esfuerzos K

Se define el factor de concentración de tensiones, k, como el indicador del incremento de tensiones en la concentración de tensiones, y se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 1. Coeficiente de concentración de tensiones.

$$K_c = \frac{\textit{Tensión Máxima Puntual}}{\textit{Tensión Promedio Puntual}}$$

Los factores concentradores de tensión, históricamente han sido y actualmente son muy útiles para poder emplear metodologías de cálculo tradicionales (Resistencia de Materiales) sin incurrir en graves errores de representatividad del estado tensional. De manera que el estado tensional en un punto viene dado por la siguiente expresión:

Ecuación 2. Estado tensional

$$\sigma_{Max} = K_c \sigma_{Nom}$$

Donde σ_{Max} es la tensión normal o tangencial que se pretende valorar en la zona concentradora de tensiones, K_c el coeficiente concentrador de tensiones y σ_{Nom} la tensión nominal obtenida por cálculo de resistencia de materiales (Flexión, Tracción, torsión, etc.).

Para la obtención de los factores de concentración de tensiones usualmente se recurría a ensayos de foto-elasticidad o termo-elasticidad radiométrica los cuales son métodos costosos en términos generales.



Ilustración 9. Distribución y concentración de tensiones evidenciado por foto elasticidad

Sin embargo hoy en día con el avance computacional es mucho más fácil y obtener los factores concentradores de tensión mediante el empleo de plataformas de cálculo por elementos finitos bidimensionales y/o tridimensionales, con las cuales se puede hallar en forma precisa el valor de las tensiones en los puntos de interés.

Aun así en casos de importancia superlativa, por el riesgo que implica la mala predicción de los estados de tensiones, se suelen efectuar modelos computacionales de elementos finitos y correlacionarlos con modelos de foto elasticidad a escala o de tamaño real.

Normalmente los factores de concentración de tensiones se condensan en gráficos o ábacos o programas de cálculo para una configuración de sollicitación determinada, un elemento estructural determinado para varias configuraciones de parámetros geométricos, como por ejemplo relaciones de alturas de vigas a radios de acuerdo en muescas, de agujeros, chaveteros, etc.

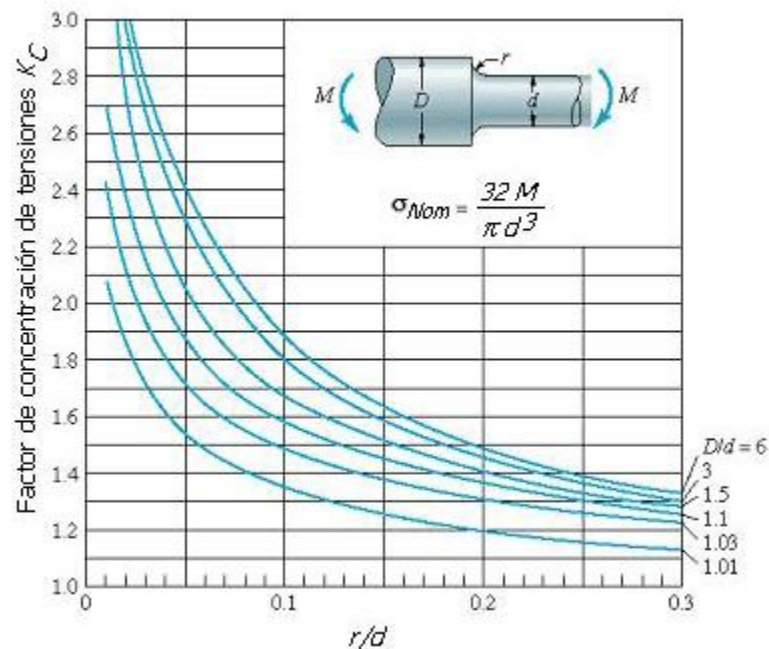


Ilustración 10 Concentración de tensiones para eje flexionado con radio de acuerdo..

Los puntos donde se puede calcular un factor de concentración de esfuerzos K son:

- Cambios de forma y tamaño de la sección
- Agujeros
- Muecas
- Chaveteros
- Estrías
- Marcas de herramientas
- Raspaduras
- Inclusiones y defectos en el material.

La concentración de esfuerzos se debe considerar si:

- El material es frágil
- El material es dúctil a temperaturas extremas que lo hacen frágil



- Hay rápidos cambios de esfuerzos que no permitan que haya una fluencia local
- Hay esfuerzos cíclicos.

La concentración de esfuerzos se puede despreciar si:

- La carga es baja y estática
- La temperatura de la pieza y del ambiente es normal.
- El material es dúctil (si resiste 5% de alargamiento antes de la falla)

1.6.2. Concepto de “RAPID PROTOTYPING”

El concepto de “rapid prototyping” persigue los siguientes objetivos.

- Reducir el tiempo entre el diseño y la obtención de la pieza física. Se pretende, a medio plazo, llegar a que las máquinas de “rapid prototyping” estén en la zona de I+D de la empresa y la obtención de la pieza sea tan fácil y rápida como la impresión de un plano en el “plotter”.
- Reducir el coste. Esta rapidez y el hecho de utilizar máquinas que funcionan prácticamente sin la intervención de la mano de obra reducirá el coste de los prototipos. Por otra parte, a medida que se vayan popularizando este tipo de técnicas, las series de fabricación de las máquinas serán mayores y, por lo tanto, su coste se reducirá.
- Versatilidad. Estas técnicas permiten reproducir cualquier forma, por compleja que ésta sea, lo que redundará en la realización de diseños cada vez más audaces y complejos
- Fiabilidad. Estas técnicas permiten reproducir modelos prácticamente idénticos al diseño original.

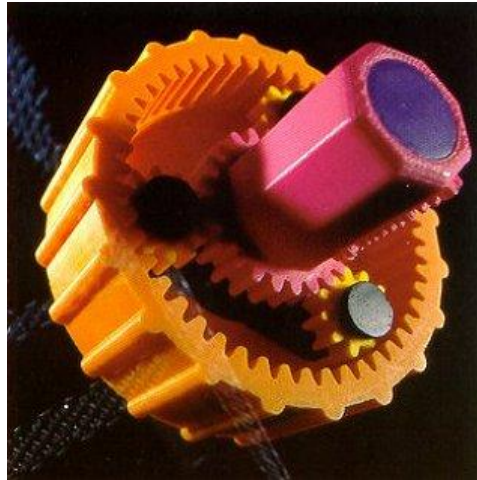


Figura 1. Pieza fabricada con ‘rapid prototyping’.

Las técnicas de “rapid prototyping” inicialmente pueden dividirse en las de primera fase (obtención de la primera pieza) y las de segunda fase (obtención de master, molde). Las primeras pueden, a su vez, subdividirse en:

- Procesos por eliminación de material
- Procesos de deformación
- Procesos por aporte de material (MIM)

Estas últimas suponen el proceso más novedoso e innovador de las técnicas de “rapid prototyping”

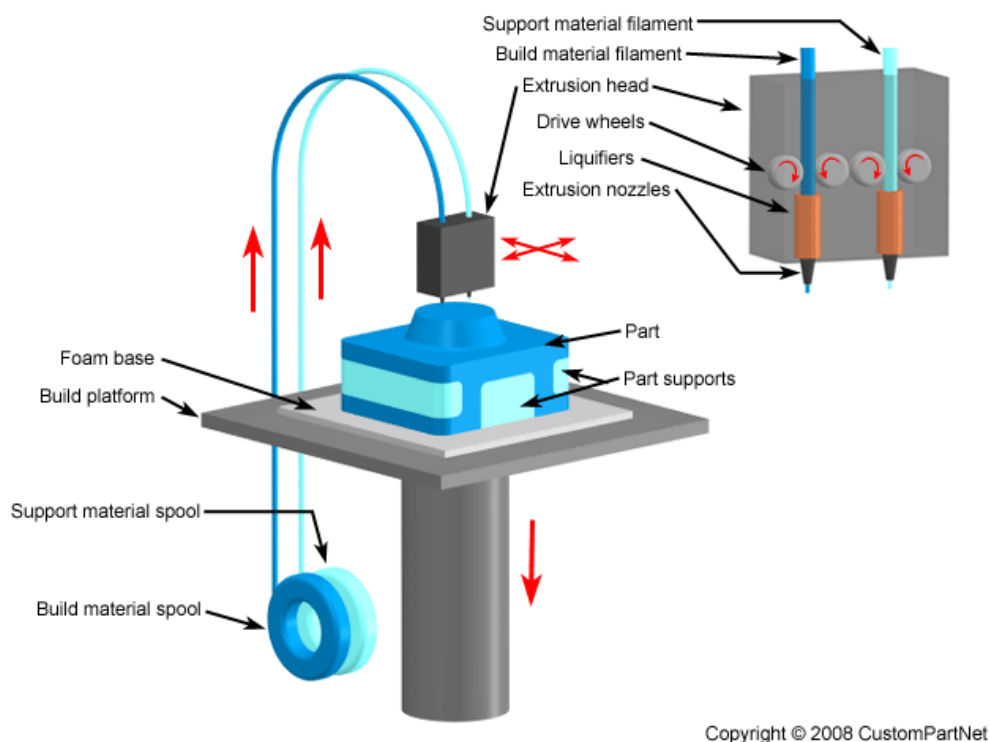
Técnica de “Fused Deposition Modeling”, FDM.

El elemento de partida es un modelo CAD tridimensional, que es seccionado por planos horizontales y cuyas secciones son transferidas a la máquina de “rapid prototyping” donde se construye físicamente la pieza.

El material termoplástico, en estado de semifusión, es extruido a través de una boquilla y depositado capa por capa hasta completar el modelo. Los materiales válidos

para esta técnica son; cera de fundición, cera para mecanizado, ABS, poliamida y polietileno.

El cabezal de la maquina es alimentado mediante material en forma de hilo (1.25 mm.). En el cabezal, este material es calentado justo por encima de la temperatura de fusión. Cuando el material es depositado por el cabezal, éste ejerce al mismo tiempo una determinada presión sobre el mismo, consiguiendo, por un lado, que quede soldado inmediatamente con la capa anterior y, por otro, el espesor de capa deseado.



Copyright © 2008 CustomPartNet

Figura 2. Esquema de la técnica Fused Deposition Modeling

Las temperaturas utilizadas en este procedimiento oscilan entre los 70 y 140 grados centígrados.

El sistema no utiliza productos tóxicos ni láseres, tiene un tamaño reducido que no requiere de instalaciones adicionales lo que permite su utilización en entornos de oficina.



La precisión de construcción es de aproximadamente 0.15 mm sobre el recorrido total de los tres ejes de coordenadas (X,Y,Z).

Las principales **ventajas** son;

- Variedad de materiales y gran facilidad de cambios en la máquina.
- Rapidez en la fabricación de pequeñas piezas huecas.
- Máquina sencilla y de reducido tamaño.
- Producción prácticamente nula de residuos.

Por otra parte las principales **desventajas** de este método son;

- Se requieren soportes.
- La fabricación en capas provoca un debilitamiento en la dirección vertical.
- Lento en la producción de piezas voluminosas y gruesas.

1.6.3. Fichero .STL

Los archivos de estereolitografía (.stl) se concibieron como una manera sencilla de guardar información sobre objetos 3D. El uso principal de los archivos .stl es la creación de prototipos físicos desde diseños generados en un ordenador o desde datos 3D procesados. Casi todos los paquetes de software 3D modernos soportan la exportación directa a STL con distintos grados de control. Algunos permiten seleccionar la densidad del archivo .stl exportado (el número de polígonos que definen el sólido), mientras que otros sólo te ofrecen la opción de seleccionar el nombre del archivo y opciones ASCII/BINARY. Los paquetes que no ofrecen exportación directa a STL probablemente exportarán a otros formatos comunes (DXF, 3DS, etc.) que pueden convertirse con facilidad a STL.

Este tipo de archivo utiliza una malla de pequeños triángulos sobre las superficies para definir la forma del objeto. Para que un objeto definido en un archivo STL se construya correctamente los triángulos deben encajar perfectamente entre ellos sin huecos ni superposiciones.

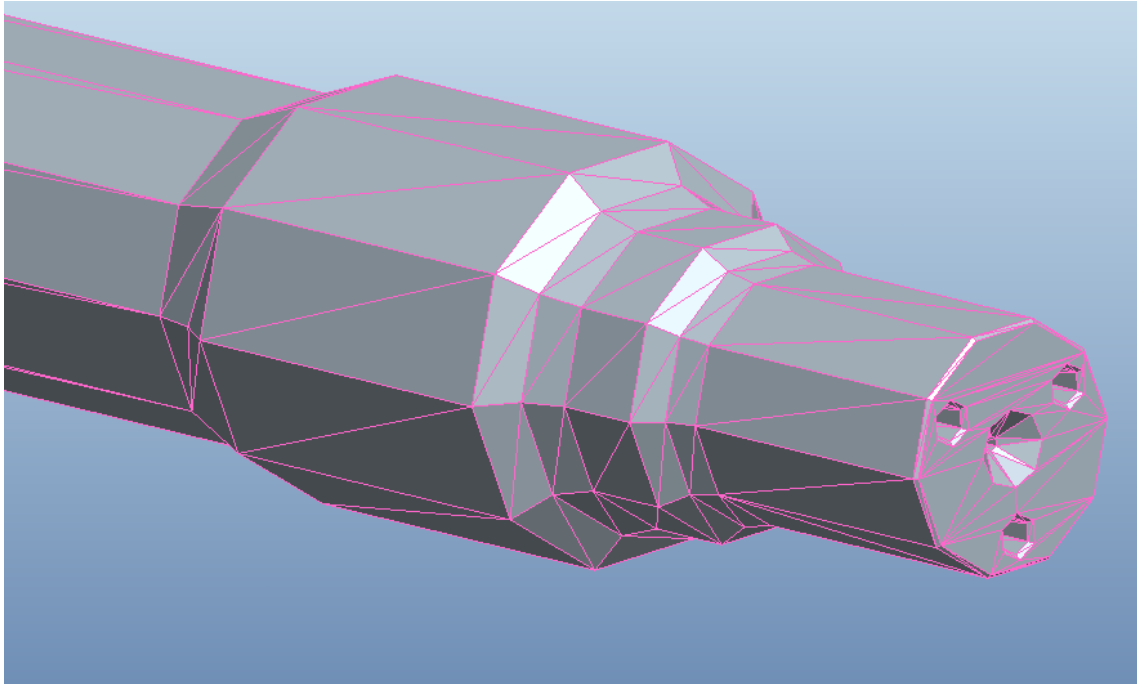


Ilustración 11. Mallado STL del eje ferroviario.

El .STL es un formato de salida estándar para la mayor parte de los programas CAD (Diseño Asistido por Ordenador) y el número de triángulos a utilizar puede ser definido por el usuario. Normalmente, se establece una pugna entre detalle y tamaño del archivo. Por ejemplo, para representar cualquier superficie curvada se necesita gran cantidad de triángulos planos (facetas), especialmente si se quiere conseguir una curva suave. Sin embargo, esto genera archivos muy grandes, que pueden resultar difíciles de manejar.

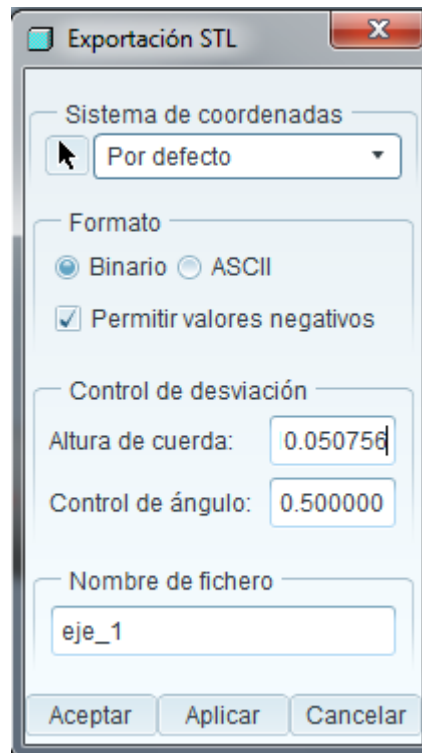


Ilustración 12. Generación de archivos .STL con Pro ENGINEER

El formato STL puede ser de dos tipos: Binario y ASCII. Los dos contienen la misma información pero uno de ellos puede ser leído (y editado) con un simple editor de texto y el otro debe ser escrito byte a byte por software. Los tres puntos que conforman una faceta 3D más el vector que describe su dirección normal define cada faceta en un STL. El .stl es la representación basada en facetas que aproxima la superficie y cuerpo de objetos sólidos. Las entidades como puntos, líneas, curvas y atributos como capas y colores (en la mayoría de los exportadores) serán ignorados durante el proceso de salida. La especificación original de los archivos .stl especificaba que todas las coordenadas de los vértices del objeto debían ser positivas. Sin embargo, con escasas excepciones, la mayor parte del software que se utiliza hoy en día permite colocar las facetas en localizaciones arbitrarias.

1.7. DESARROLLO

La comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER está basada en la transmisión de un archivo que contienen los valores característicos del diseño.

El seguimiento de la norma UNE-EN 13103 permite establecer los valores dimensionales del eje, como por ejemplo, el peso en las manguetas, la longitud total del eje, etc.

La segunda fase, el modelado del eje se realiza partiendo de una plantilla que contiene un eje ferroviario definido de forma paramétrica, es decir, sus valores han sido sustituidos por variables.

La forma de determinar el valor de las variables se realiza través de la importación, por parte de Pro ENGINEER, de un archivo que contiene los valores característicos establecidos en la primera fase de análisis y dimensionado.

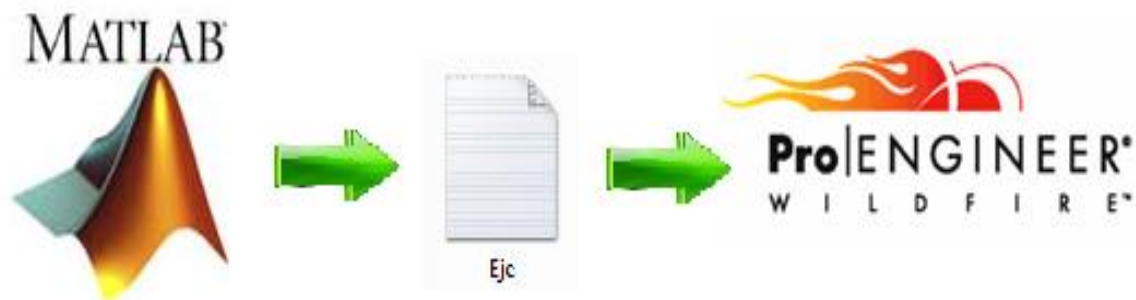


Ilustración 13. Arquitectura de integración.

Siguiendo el mismo esquema ya utilizado en la redacción de la memoria del proyecto, el proceso de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER se puede dividir en 3 diferentes grupos, con el objetivo de facilitar la adaptación de esta metodología de análisis y diseño a futuros proyectos de investigación dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid.

Página 49 de 163

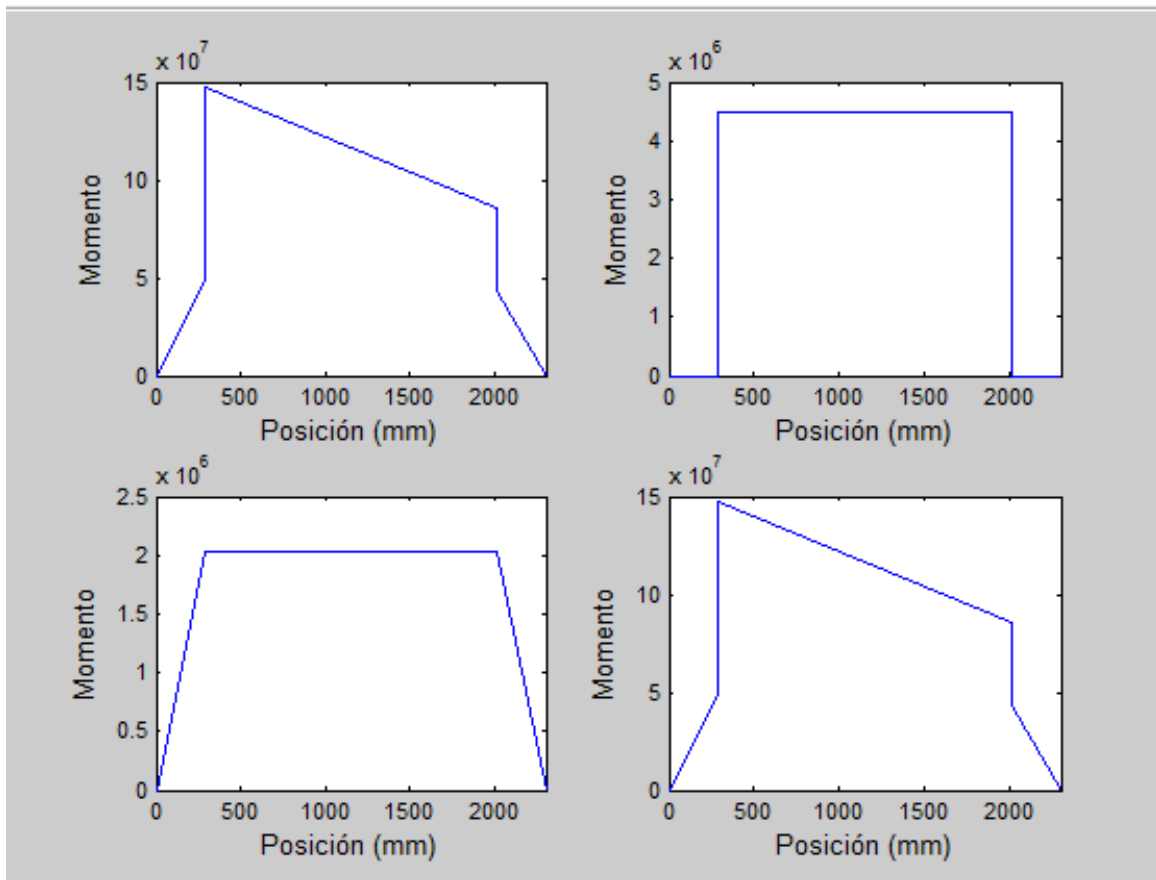


Ilustración 16. Graficas de resultados del análisis.

La aplicación cuenta también con varios mecanismos para facilitar la tarea de introducción de datos por parte del facultativo, además de evitar errores de interpretación y descuidos.

1.7.1.1. Interfaz conversacional

Consiste en un menú secuencial que nos propone las diferentes alternativas de diseño para poder centrar el análisis en nuestro caso particular de estudio, y nos asiste describiendo y preguntando los valores necesarios para el cálculo de eje.

```
Command Window

Análisis y dimensionamiento de un eje ferroviario.
-----
Selecciona un tipo de eje:
(1)Eje guia
(2)Eje no guia
Selección: 2
Selecciona un tipo de material:
(1)EA1N
(2)EA1T
(3)EA4T
fx Selección: |
```

Ilustración 17. Introducción de valores.

Para facilitar la comprensión, todas las preguntas incluyen las opciones de respuesta permitidas así como las unidades que se deben emplear en cada caso.

```
Command Window

Análisis y dimensionamiento de un eje ferroviario.
-----
Lo configuración por defecto es:
Tipo de eje: Eje guiaEl material seleccionado es EA1N con una resistencia de 166 N/mm2

Medidas:
Longitud total del eje (mm): 2480
Longitud de la mangeta (mm): 90
Longitud de la zona de calado del obturador (mm): 85
Longitud de la zona de calado de la rueda (mm): 190
fx ¿El plano de la rueda esta centrado en la zona de calado de la rueda? Y/N: |
```

Ilustración 18. Muestra de las unidades a introducir.

1.7.2. Revisión de respuestas

Para evitar errores en la fase de introducción de valores el programa cuenta con un modulo de revisión de respuestas erróneas.



```
Command Window

Análisis y dimensionamiento de un eje ferroviario.
-----
Selecciona acción:
(1)Correr programa
(2)Configuración
Selección: 3
Acción no disponible
Vuelva a seleccionar una acción:
fx Selección: |
```

Ilustración 19. Revisión de respuestas.

1.7.2.1. Asistente gráfico

Para facilitar la interpretación de los diferentes puntos de la norma UNE EN 13103 el asistente conversacional va siempre en los casos de duda acompañado de una figura explicativa.

Command Window

Masas:

Masa en las manetas por eje (kg): 15000

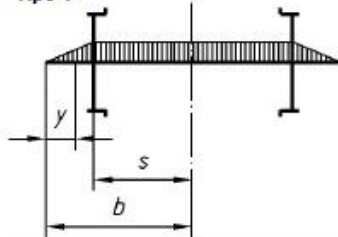
Masa del eje y masas sobre el eje entre los planos de rodadura (kg): 500

Valor de mi [a b c d]: 0

Frenos:

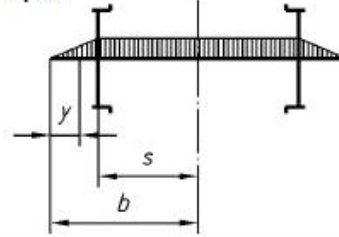
Selecciona un tipo de freno:

Tipo 1



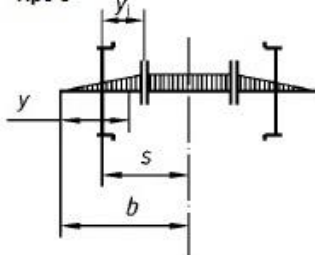
Zapatas de freno en los dos lados de cada rueda

Tipo 2



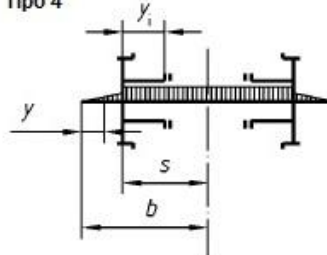
Zapatas de freno sólo en un lado de cada rueda

Tipo 3



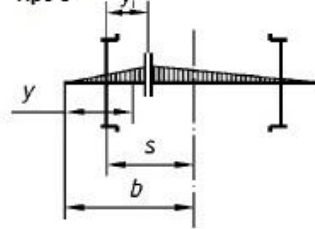
Dos frenos de disco calados sobre el eje

Tipo 4



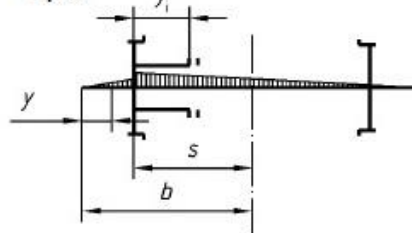
Dos frenos de disco montados sobre el cubo de la rueda

Tipo 5



Un freno de disco calado sobre el eje

Tipo 6



Un freno de disco montado sobre el cubo de la rueda



Selección:

Ilustración 20. Asistente gráfico.

1.7.3. Arquitectura de comunicación

El mecanismo empleado para comunicar Matlab con Pro ENGINEER se basa en la transmisión de un archivo que contiene los datos dimensionales característicos necesarios para el modelo CAD

Para poder exportar los datos obtenidos con el script el programa sugiere guardar³ los datos en un fichero con extensión .txt .

```
¿Deseas guardar los datos en un .txt? Y/N: y  
Indica el nombre del archivo (nombre.txt):Eje.txt  
Datos guardados con éxito!
```

Ilustración 21. Asistente para la creación del archivo .txt.

Este paso es imprescindible si posteriormente queremos pasar al apartado de modelado del eje, ya que éste archivo contendrá los valores característicos dimensionales en el formato correspondiente para poder importarlos desde Pro ENGINEER.

³ El directorio por defecto donde se guarda el archivo generado con los valores característicos, coincide con la carpeta donde tengamos el script que estamos corriendo con Matlab. Para facilitar el proceso de exportación del archivo es recomendable incluir en ese mismo directorio la plantilla paramétrica deleje.

```
1 d0=767
2 d1=1.843100e+002
3 d2=191
4 d3=2.119565e+002
5 d4=85
6 d5=1.919565e+002
7 d6=197
8 d7=1.619565e+002
9

eje.m x Eje.txt x
Command Window
(1)
(2)
(3)
(4)
Selección: 2

Calculation carried out successfully!
El diametro iterado es: 2.119565e+002
¿Deseas visualizar graficas? Y/N: y
¿Deseas gusrdar los datos en un .txt? Y/N: y
Indica el nombre del archivo (nombre.txt):Eje.txt
Datos guardados con exito!

Para mas información:
DivulgaMaq (Comunidad de expertos en máquinas y mecanismos)
fx >>
```

Ilustración 22. Creación y estructura del archivo .txt

El apartado que permite generar un archivo con la estructura de datos de Pro ENGINEER se ha desarrollado de forma modular por un lado para simplificar el código Matlab empleado para la aplicación de la norma UNE-EN 13103 y por otro para fomentar y facilitar la agregación posterior al código principal de otros módulos que lo doten de más funcionalidades, como por ejemplo, el modulo de generación de código ISO para la fabricación por CN.

1.7.4. Modelado de un eje ferroviario usando Pro ENGINEER

El modelado se basa en el uso de una plantilla⁴ donde se tiene definido un eje de forma paramétrica preparado para recibir los valores procedentes del cálculo posterior.

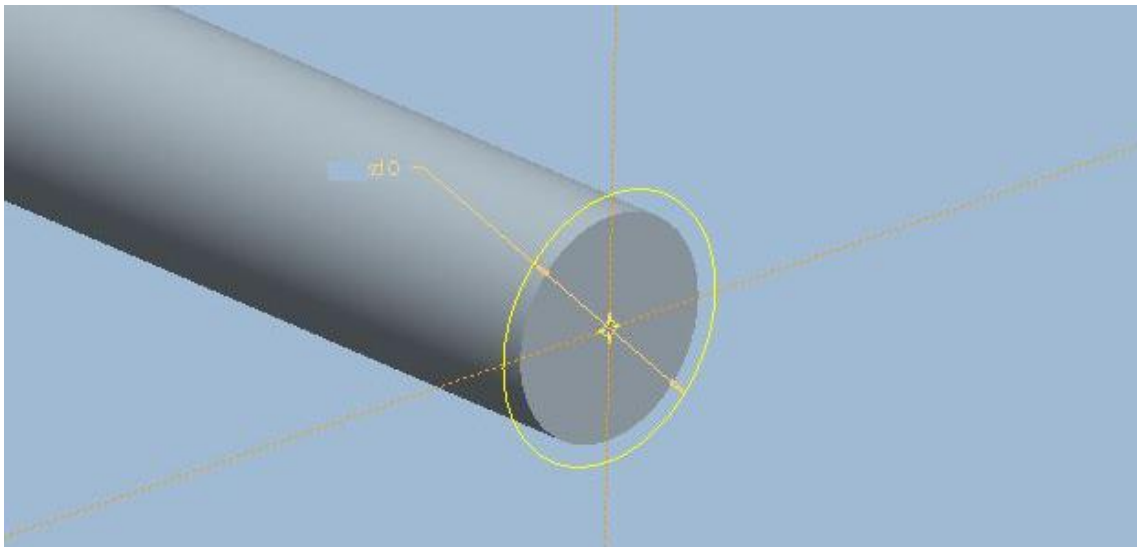


Ilustración 23. Cota dimensional definida como variable.

⁴ No se puede proceder al modelado si previamente no se dispone de la plantilla necesaria y específica para cada uno de los diferentes tipos de ejes que contempla la norma UNE-EN 13103 que contenga las variables que vamos a importar.

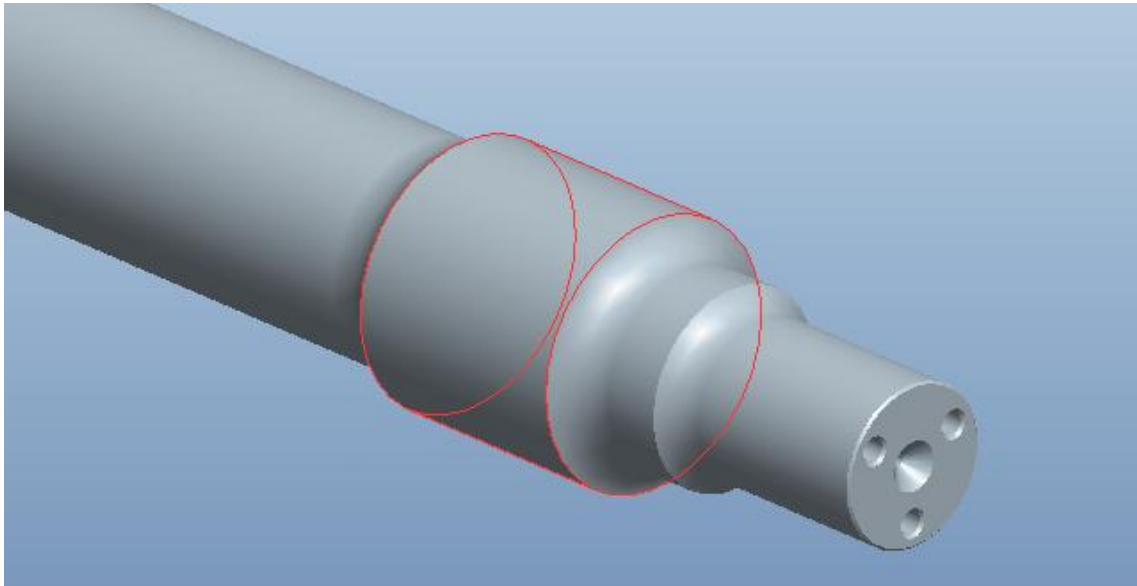


Ilustración 24. Modelo paramétrico.

La plantilla que se tiene definida contiene un eje simple sin frenos de discos, donde además de distinguirse 4 zonas⁵; zona de mangueta, zona de calado del obturador, zona de calado de la rueda y alma del eje, se han añadido el punto de centrado y 3 roscas concéntricas de métrica M20.

⁵ Los redondeos entre las 4 zonas del eje no se regeneran con los datos del archivo procedente del apartado de análisis y dimensionado.

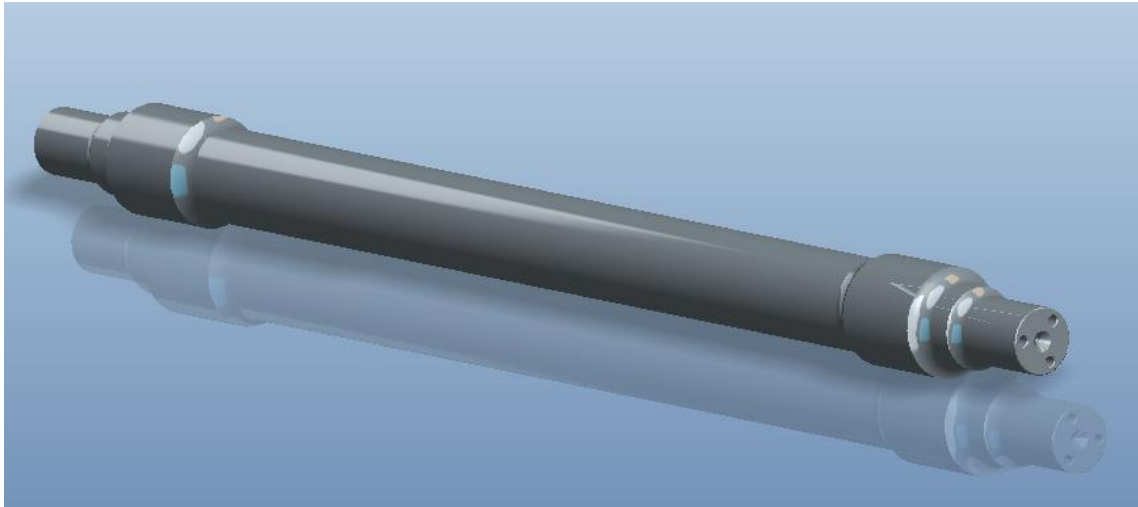


Ilustración 25. . Eje ferroviario modelado con Pro ENGINEER

Partiendo de la plantilla se van a describir dos alternativas posibles para el dimensionado del eje ferroviario.

1.7.4.1. Parámetros de diseño

Usando la asignación de variables que se ha realizado en la generación de la plantilla paramétrica, podemos introducir el valor de estas variables desde la ventana de Parámetros que habilita Pro ENGINEER.

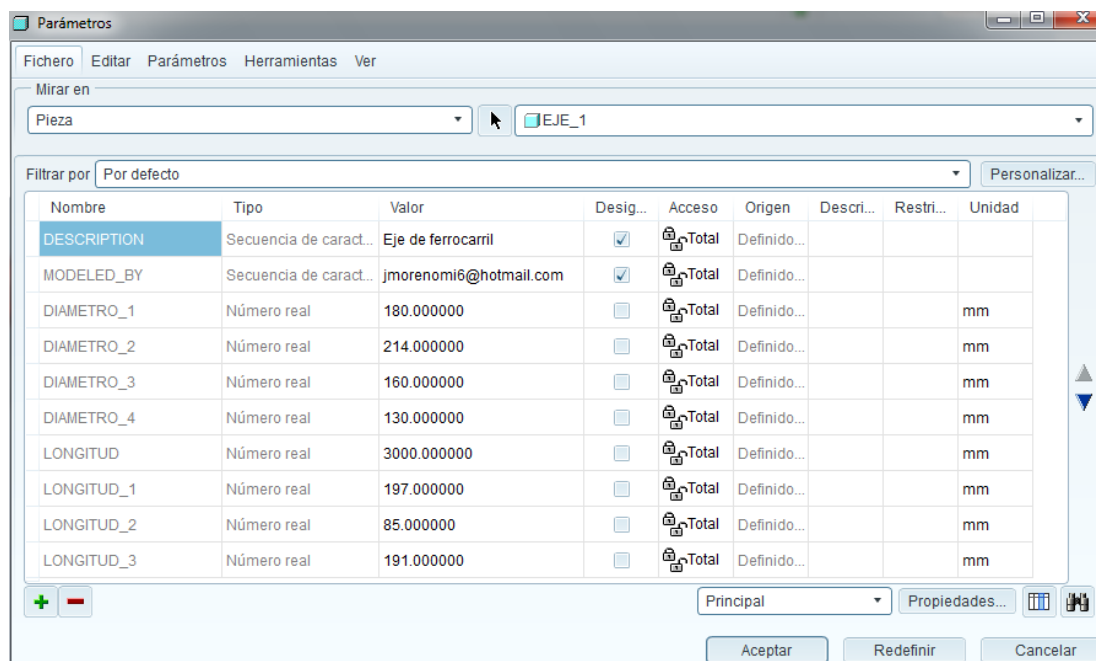


Ilustración 26. . Ventana de Parámetros

Para poder utilizar este panel de “Parámetros” se tiene definido el siguiente archivo⁶ de “Relaciones” por defecto.

⁶ El archivo *eje_rel.txt* está incluido en la documentación que se adjunta con el proyecto.

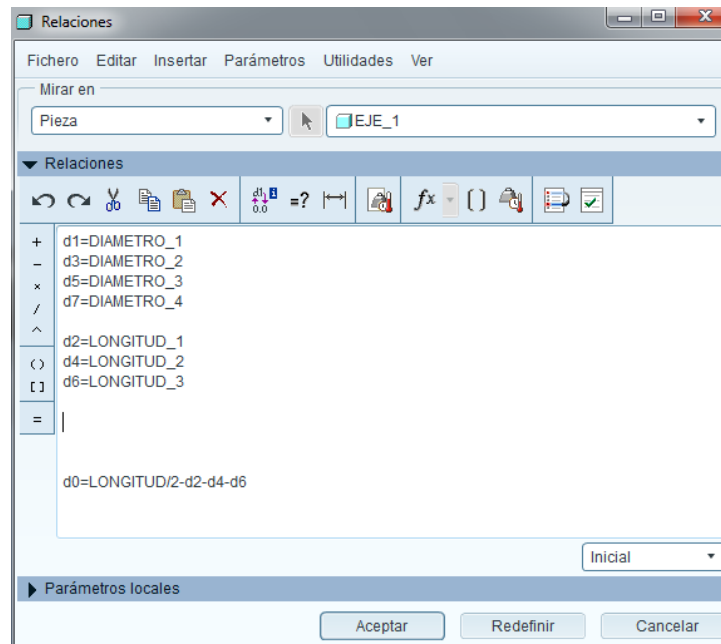


Ilustración 27. Ventana de Relaciones

1.7.4.2. Parámetros importados del análisis

Otro método de modelado es importar el archivo⁷ creado con el script de análisis basado en la norma.

⁷ La extensión de este archivo tiene que ser .txt para que pueda ser reconocida por Pro ENGINEER.

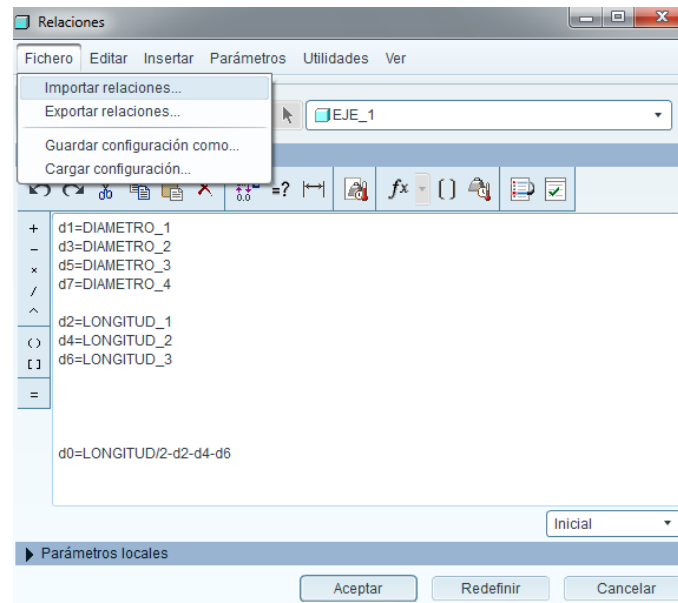


Ilustración 28. Importar Relaciones

Una vez cargado el archivo, en la consola de Relaciones se muestra de la siguiente forma.

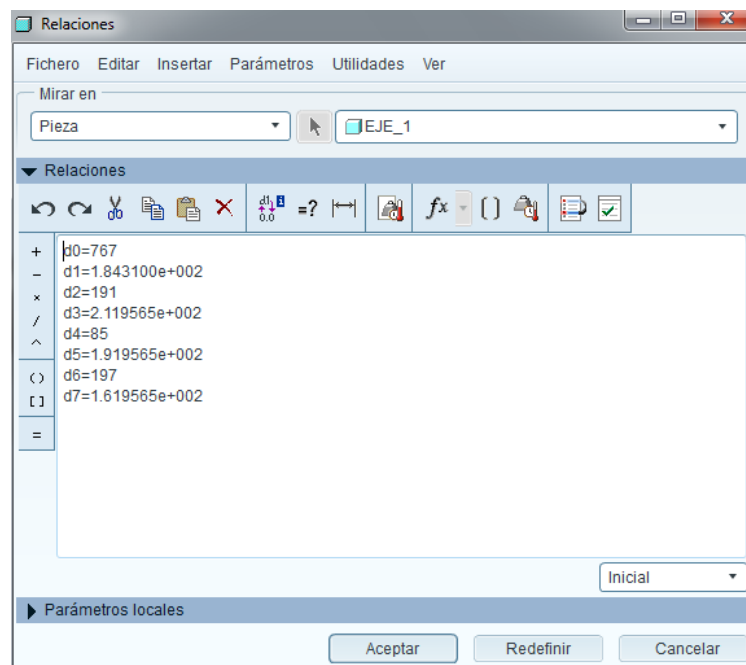


Ilustración 29. Relaciones del archivo importado

Para actualizar los nuevos valores y finalizar el diseño tenemos que actualizar la regeneración.

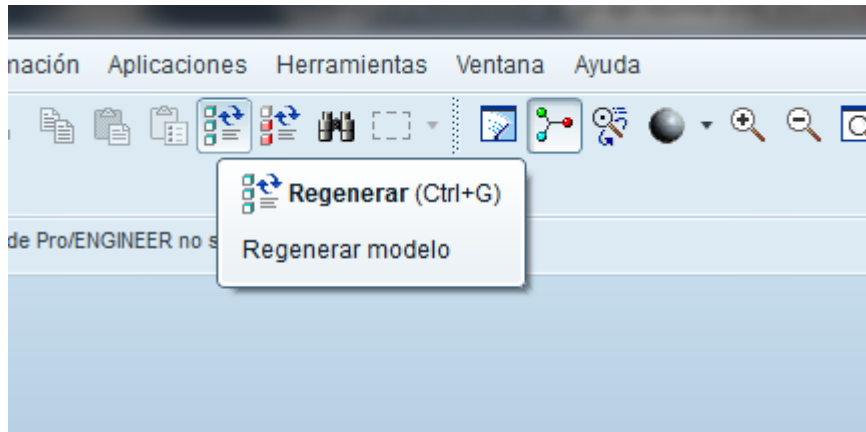


Ilustración 30. . Opción de Regenerar



1.8. RESULTADOS FINALES Y CONCLUSIONES

La integración entre Matlab y Pro ENGINEER, permitirá al departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid disponer de un método estable y funcional para la realización de futuros proyectos de investigación basados en el diseño y estudio de elementos ferroviarios, además de permitir un adelanto en tiempo en la tarea de cálculo de los valores críticos del diseño.

El proyecto permite dar a conocer una de las herramientas más útiles dentro del modelado 3D avanzado allanando el camino en la tarea del Departamento por sacar el máximo partido al software Pro ENGINEER.

A continuación se exponen las ventajas y inconvenientes del método de integración que se describe en el proyecto.

Ventajas:

- **Análisis y dimensionado de los diferentes ejes ferroviarios:** El programa de análisis está preparado para analizar y dimensionar los diferentes ejes que propone la norma UNE-EN 13103.
- **Simplificación en la aplicación de la norma:** El programa para el análisis y dimensionado incluye comentarios e imágenes para facilitar la comprensión de los datos relevantes para el diseño del eje ferroviario.
- **Versatilidad del programa de análisis:** El programa de cálculo del eje está orientado también a un uso meramente de análisis de esfuerzos en el eje, ya que incorpora la opción de representar los diferentes esfuerzos.
- **Flexibilidad del análisis:** El programa de análisis se puede modificar con facilidad y llevar a cabo los ajustes necesarios para mejorarlo o adaptarlo a algunas condiciones específicas.



- **Sencillez en el modelado de ejes:** La plantilla paramétrica permite modelar el eje de forma inmediata sin necesidad de tener conocimientos acerca del software CAD que estamos utilizando.
- **Diseño completo del eje:** Este proceso integrado de diseño del eje abarca desde las datos iniciales de cálculo, hasta la generación del fichero .stl para la fabricación con técnicas de rapid prototyping.
- **Arquitectura de integración:** Uso de la arquitectura de integración establecida para futuras aplicaciones ingenieriles.

Inconvenientes:

- **Poca flexibilidad en el modelado:** Pese a que el apartado de análisis y dimensionado permite el cálculo de los diversos ejes para los que se establece la norma UNE-EN 13103 la parte de modelado con Pro ENGINEER necesita en cada caso una plantilla paramétrica específica para cada tipo de eje.
- **Arquitectura de integración de bajo nivel:** Matlab no tiene una integración total con Pro ENGINEER a diferencia de lo que ocurre con Mathcad, que si cuenta por defecto con una mejor vinculación.



1.9. TRABAJOS FUTUROS

Como se ha comentado en diferentes apartados de la memoria, este proyecto es una apuesta del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid para optimizar el proceso de diseño mecánico con el fin de servir de base para futuros proyectos de investigación que se lleven a cabo dentro del Departamento.

Por esta razón, y particularizando en el problema del eje ferroviario, cabe la posibilidad de mejoras más interesantes, útiles y significativas que permitan avanzar en el mejor aprovechamiento de las herramientas disponibles.

A continuación se van a exponer una serie de mejoras y modificaciones partiendo de la base que ya tenemos.

- **Creación de un ejecutable con el código Matlab para el análisis y dimensionado:** Crear un ejecutable⁸, partiendo de programas creados con código Matlab, que sea capaz de correr en ordenadores indistintamente de que tengan o no instalado el software Matlab.
- **Modificación de la arquitectura de integración:** Desarrollar un método de integración de más alto nivel para lograr una mayor integración, emulando el sistema bidireccional de comunicación que ya existe entre Mathcad y Pro ENGINEER.

⁸ El proyecto incluye en el apartado de ANEXOS un tutorial para la creación de ejecutables partiendo de código Matlab y con la ayuda de la herramienta GUIDE también incorporada dentro del software Matlab.



- **Generación del código ISO para la fabricación por CN:** Creación de un módulo⁹ dentro del apartado de análisis y dimensionamiento que al igual que genera el código para poder llevar a cabo el modelado del cuerpo en Pro ENGINEER en este caso genere las líneas de código ISO para la fabricación posterior usando un tonto de CN.
- **Generación del código de verificación dimensional:** Creación de un módulo que partiendo de los valores dimensionales calculados en la fase de análisis genere el código valido para la máquina de verificación dimensional, de esta forma se garantiza el sistema de calidad dentro de producción.
- **Generación del archivo exportable a ANSYS:** Incorporar el modulo de generación de archivo exportable¹⁰ a ANSYS. ANSYS permite almacenar los datos previos al análisis por elementos finitos, como por ejemplo dimensiones del sólido, condiciones de contorno y esfuerzos aplicados, en un archivo parametrico donde podrían definirse las variables características resueltas en el apartado de análisis y dimensionado.
- **Optimización del proceso de dimensionado de los diámetros del eje:** Mejorar el bucle que determina el diámetro de las diferentes partes del eje para que tenga en cuenta más variables de cálculo de resistencia sobretodo orientadas a las zonas con concentradores de tensión.

⁹ Toda la creación de módulos para complementar la funcionalidad del programa se lleva a cabo a través del uso de funciones en código Matlab, para permitir la edición más simple de futuras aplicaciones y herramientas.

¹⁰ Archivo .txt.



- **Ampliar las bibliotecas del programa:** Ampliar las bibliotecas de materiales para mejorar y facilitar la evaluación de diferentes alternativas constructivas. Ampliar la lista de fabricantes y medidas de rodamientos disponibles, además de permitir la selección de diferentes tipos de rodamientos en función a unos requisitos de esfuerzo.



2. ANEXOS



ÍNDICE ANEXOS

2. ANEXOS	68
2.1. DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA	71
2.1.1. Sistema de unidades	71
2.1.2. Norma UNE-EN 13103.....	72
2.2. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS	118
2.2.1. Programa principal.....	118
2.2.2. Biblioteca de materiales.....	125
2.2.3. Factor de concentración de tensiones.....	127
2.2.4. Biblioteca de rodamientos	130
2.2.5. Exportar datos a Pro ENGINEER	131
2.3. OTROS DOCUMENTOS	132
2.3.1. Modelado de engranajes usando Pro ENGINEER	132
2.3.2. Crear ejecutables con Matlab	135
2.3.2.1. Introducción.....	135
2.3.2.2. Requisitos	136
2.3.2.3. Instrucciones.....	137
2.3.2.4. Referencias	140



2.3.3.	Catalogo de materiales para la fabricación del eje	141
2.3.3.1.	ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)	141

2.1. DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA

2.1.1. Sistema de unidades

Un aspecto previo a justificar antes de abordar con detalle los cálculos que se llevan a cabo en este proyecto es el tema de las unidades.

En toda la fase de cálculo y dimensionado del eje ferroviario se ha utilizado el Sistema Internacional de Unidades, SI, salvo excepciones, donde se ha habilitado el uso de otras unidades con el fin de hacer más intuitivas y entendedoras las unidades que se evalúan en los diversos apartados.

Otra consideración a tener en cuenta es el uso del milímetro como unidad de longitud debido al carácter ingenieril del proyecto, evitándonos con eso, por la geometría del eje ferroviario, el uso de excesivas cifras decimales que desorientarían al lector y dificultarían la comprensión.

En el tema de unidades y para cumplir con el objetivo de proporcionar un método sencillo de diseño, es importante destacar la flexibilidad de cálculo del apartado de análisis y dimensionado, donde se indica para todas las magnitudes las unidades correspondientes en que se deben introducir los valores requeridos.

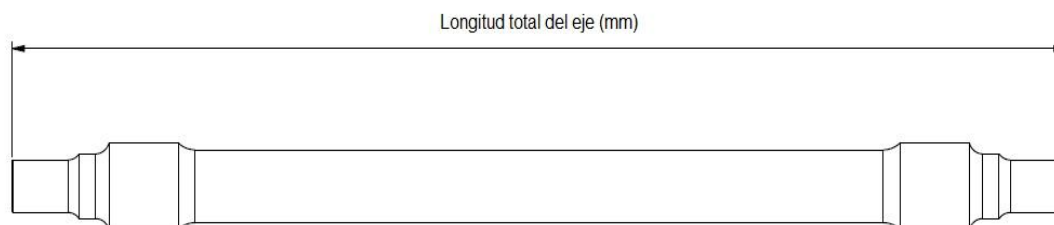


Ilustración 31. Croquis de la longitud total del eje.

Febrero 2010

TÍTULO

Aplicaciones ferroviarias

Ejes montados y bogies

Ejes portadores

Método de diseño

Railway applications. Wheelsets and bogies. Non-powered axles. Design guide.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux-axes porteurs. Méthode de conception.

CORRESPONDENCIA

Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 13103:2009.

OBSERVACIONES

Esta norma anula y sustituye a la Norma UNE-EN 13103:2002.

ANTECEDENTES

Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 25 *Aplicaciones ferroviarias* cuya Secretaría desempeña CETREN.

Editada e impresa por AENOR
Depósito legal: M 8051:2010

© AENOR 2010
Reproducción prohibida

LAS OBSERVACIONES A ESTE DOCUMENTO HAN DE DIRIGIRSE A:

AENOR

Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel. 902 102 201
Fax: 913 104 032

45 Páginas

Grupo 28

AENOR

NORMA EUROPEA
EUROPEAN STANDARD
NORME EUROPÉENNE
EUROPÄISCHE NORM

EN 13103

Marzo 2009

ICS 45.040

Sustituye a EN 13103:2001

Versión en español

**Aplicaciones ferroviarias
Ejes montados y bogies
Ejes portadores
Método de diseño**

Railway applications. Wheelsets and bogies. Non-powered axles. Design guide.

Applications ferroviaires. Essieux montés et bogies. Essieux-axes porteurs. Méthode de conception.

Bahnanwendungen. Radsätze und Drehgestelle. Lauftragsatzwellen. Konstruktions- und Berechnungsrichtlinie.

Esta norma europea ha sido aprobada por CEN el 2008-12-26.

Los miembros de CEN están sometidos al Reglamento Interior de CEN/CENELEC que define las condiciones dentro de las cuales debe adoptarse, sin modificación, la norma europea como norma nacional. Las correspondientes listas actualizadas y las referencias bibliográficas relativas a estas normas nacionales pueden obtenerse en el Centro de Gestión de CEN, o a través de sus miembros.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (alemán, francés e inglés). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CEN en su idioma nacional, y notificada al Centro de Gestión, tiene el mismo rango que aquéllas.

Los miembros de CEN son los organismos nacionales de normalización de los países siguientes: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

CEN
COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN
European Committee for Standardization
Comité Européen de Normalisation
Europäisches Komitee für Normung
CENTRO DE GESTIÓN: Avenue Marnix, 17-1000 Bruxelles

© 2009 CEN. Derechos de reproducción reservados a los Miembros de CEN.

ÍNDICE

	Página
PRÓLOGO	6
INTRODUCCIÓN.....	7
1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN	7
2 NORMAS PARA CONSULTA.....	8
3 SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS.....	8
4 GENERALIDADES.....	10
5 FUERZAS Y MOMENTOS A TENER EN CUENTA	10
5.1 Tipos de fuerzas.....	10
5.2 Efectos debidos a masas en movimiento.....	10
5.3 Efectos debidos al frenado.....	15
5.4 Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda	15
5.5 Cálculo del momento resultante.....	15
6 DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PARA LAS DIVERSAS PARTES DEL EJE.....	20
6.1 Esfuerzos en las distintas secciones del eje.....	20
6.2 Determinación del diámetro para las manguetas y cuerpo del eje	24
6.3 Determinación del diámetro de las diferentes zonas de calado a partir del diámetro del cuerpo del eje o a partir de las manguetas	24
6.3.1 Zona de calado del obturador	24
6.3.2 Transición entre la superficie de la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda.....	26
6.3.3 Zona de calado de la rueda sin zona de calado adyacente.....	26
6.3.4 Caso de dos zonas de calado adyacentes	27
6.3.5 Configuración de las zonas de calado.....	27
7 ESFUERZOS MÁXIMOS PERMITIDOS	28
7.1 Generalidades.....	28
7.2 Calidad de acero EA1N	28
7.3 Calidades de acero distintas de EA1N.....	29
ANEXO A (Informativo) MODELO DE LA HOJA DE CÁLCULO PARA UN EJE	32
ANEXO B (Informativo) PROCESO PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CARGA PARA VEHÍCULOS PENDULARES.....	33
ANEXO C (Informativo) VALORES DE LAS FUERZAS A TOMAR EN CONSIDERACIÓN PARA LOS EJES MONTADOS EN VÍAS DE ANCHO REDUCIDO (MÉTRICO O CERCANO AL METRO).....	35

ANEXO D (Normativo)	MÉTODO DE DETERMINACIÓN DE LOS LÍMITES DE FATIGA A TAMAÑO REAL PARA NUEVOS MATERIALES	36
D.1	Campo de aplicación	36
D.2	Requisitos generales para las probetas de ensayo	36
D.3	Requisitos generales para los equipos de ensayo	36
D.4	Límite de fatiga del cuerpo del eje ("F1")	37
D.4.1	Geometría.....	37
D.4.2	Verificación del esfuerzo aplicado	37
D.4.3	Criterio de finalización de ensayo	38
D.4.4	Determinación del límite de fatiga	38
D.5	Límite de fatiga del hueco del eje ("F2")	38
D.5.1	Geometría.....	38
D.5.2	Verificación del esfuerzo aplicado	39
D.5.3	Criterio de finalización de ensayo	39
D.5.4	Determinación del límite de fatiga	39
D.6	Límite de fatiga de la zona de calado ("F3" y "F4").....	39
D.6.1	Geometría.....	39
D.6.2	Verificación del esfuerzo aplicado	41
D.6.3	Criterio de finalización de ensayo	41
D.6.4	Determinación del límite de fatiga	41
D.7	Información incluida en el informe de ensayo	41
ANEXO ZA (Informativo)	CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 96/48/CE MODIFICADA POR LA DIRECTIVA 2004/50/CE.....	43
ANEXO ZB (Informativo)	CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 2001/16/CE MODIFICADA POR LA DIRECTIVA 2004/50/CE.....	44
BIBLIOGRAFÍA.....		45

PRÓLOGO

Esta Norma EN 13103:2009 ha sido elaborada por el Comité Técnico CEN/TC 256 *Aplicaciones ferroviarias*, cuya Secretaría desempeña DIN.

Esta norma europea debe recibir el rango de norma nacional mediante la publicación de un texto idéntico a ella o mediante ratificación antes de finales de septiembre de 2009, y todas las normas nacionales técnicamente divergentes deben anularse antes de finales de septiembre de 2009.

Se llama la atención sobre la posibilidad de que algunos de los elementos de este documento estén sujetos a derechos de patente. CEN y/o CENELEC no es(son) responsable(s) de la identificación de dichos derechos de patente.

Esta norma anula y sustituye a la Norma EN 13103:2001.

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN/CENELEC/ETSI por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, y sirve de apoyo a los requisitos esenciales de las Directivas europeas 96/48/CE y 2001/16/CE, modificada por la directiva 2004/50/CE.

La relación con las Directivas UE se recoge en los anexos informativos ZA y ZB, que forma parte integrante de esta norma.

De acuerdo con el Reglamento Interior de CEN/CENELEC, están obligados a adoptar esta norma europea los organismos de normalización de los siguientes países: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

INTRODUCCIÓN

Los ejes de ferrocarril fueron de los primeros componentes de trenes que dieron lugar a problemas de fatiga.

Hace muchos años, se desarrollaron métodos específicos para poder diseñar estos ejes, basados en una realimentación del análisis del comportamiento en servicio de los ejes combinado con el examen de fallos y en los ensayos de fatiga efectuados en el laboratorio, para así determinar las características y optimizar el diseño y los materiales que debían utilizarse en los ejes.

Un grupo de trabajo europeo bajo los auspicios de la UIC¹⁾ empezó a armonizar estos métodos a principios de los años 70, lo que motivó la redacción de un documento ORE²⁾, aplicable al diseño de los ejes del material remolcado, posteriormente incluidos en las normas nacionales (francesas, alemanas e italianas), y posteriormente convertidos en una ficha UIC.

La bibliografía recoge un listado de los documentos relevantes utilizados a efectos de referencia. El método descrito allí está basado en su mayor parte en cargas convencionales y aplica la teoría de la viga para el cálculo de esfuerzos. Las recomendaciones de forma y de esfuerzos se derivan de los ensayos de laboratorio y el resultado está validado por muchos años de funcionamiento en diferentes sistemas ferroviarios.

Esta norma está basada en su mayor parte en este método, que ha sido mejorado y cuyo objeto y campo de aplicación han sido ampliados.

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta norma:

- 1) define las fuerzas y momentos a tener en cuenta en función de las masas y condiciones de tracción y frenado;
- 2) proporciona el método de cálculo de esfuerzos para ejes con manguetas exteriores;
- 3) especifica los esfuerzos máximos admisibles, que deben tomarse en consideración en los cálculos, para una calidad de acero EA1N, definido en la Norma EN 13261;
- 4) describe el método para la determinación de los esfuerzos máximos admisibles para otras calidades de acero;
- 5) determina los diámetros de las distintas secciones del eje y recomienda las formas y transiciones más adecuadas para proporcionar un buen comportamiento en servicio.

Esta norma es aplicable a:

- 6) ejes macizos y huecos de material rodante ferroviario para trasladar viajeros y carga;
- 7) ejes definidos en la Norma EN 13261;
- 8) todos los anchos de vía³⁾.

Esta norma se aplica a ejes portadores destinados al material rodante para circular en condiciones europeas normales. Antes de hacer uso de esta norma, si existe alguna duda para establecer si las condiciones de explotación del ferrocarril son normales, es necesario determinar si se tiene que aplicar un coeficiente de seguridad de diseño adicional a los esfuerzos máximos permitidos. El cálculo de los ejes montados para aplicaciones especiales (por ejemplo para máquinas bateadoras, máquinas alineadoras y máquinas niveladoras), pueden realizarse según esta norma para los casos de carga de vehículo aislado y de vehículo incorporado a un tren. Esta norma no se aplica para casos de carga en trabajo. Éstos se calculan separadamente.

1) UIC: Unión Internacional de Ferrocarriles (*Union Internationale des Chemins de Fer*).

2) ORE: Oficina de Investigación y Ensayos de la UIC (*Office de Recherches et d'Essais de l'UIC*).

3) Si el ancho de vía no es normal, algunas fórmulas necesitan adaptarse.

Para vehículos ligeros y tranvías, pueden aplicarse otras normas o documentos acordados entre cliente y proveedor.

Los ejes portadores de bogies motores y de locomotoras se analizan de acuerdo con los requisitos de la Norma EN 13104.

2 NORMAS PARA CONSULTA

Las normas que a continuación se indican son indispensables para la aplicación de esta norma. Para las referencias con fecha, sólo se aplica la edición citada. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de la norma (incluyendo cualquier modificación de ésta).

EN 13260:2009 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes montados. Requisitos de producto.*

EN 13261:2009 *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.*

3 SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

Para los fines de esta norma se aplican los símbolos y abreviaturas de la tabla 1:

Tabla 1

Símbolo	Unidad	Descripción
m_1	kg	Masa en las manguetas por eje (las masas de los rodamientos y de las cajas de grasa están incluidas)
m_2	kg	Masa del eje y masas sobre el eje entre los planos de rodadura (disco de freno, etc.)
$m_1 + m_2$	kg	Para el eje considerado, es la masa aplicada sobre los carriles
g	m/s ²	Aceleración debida a la gravedad
P	N	La mitad de la fuerza vertical por cada eje sobre el carril $\frac{(m_1 + m_2)g}{2}$
P_0	N	Fuerza vertical estática por cada mangueta, cuando el eje está cargado simétricamente $\frac{m_1 g}{2}$
P_1	N	Fuerza vertical sobre la mangueta más cargada
P_2	N	Fuerza vertical sobre la mangueta menos cargada
P'	N	Parte de P frenado por cualquier sistema mecánico de freno
Y_1	N	Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta más cargada
Y_2	N	Fuerza horizontal de la rueda sobre el carril, perpendicular al carril, en el lado de la mangueta menos cargada
H	N	Fuerza que equilibra las fuerzas Y_1 e Y_2
Q_1	N	Reacción vertical sobre la rueda situada del lado de la mangueta más cargada
Q_2	N	Reacción vertical sobre la rueda situada del lado de la mangueta menos cargada
F_i	N	Fuerzas ejercidas por las masas de los elementos no suspendidos, situadas entre las dos ruedas [disco(s) de freno, piñón, etc.]

Símbolo	Unidad	Descripción
F_f	N	Fuerza máxima aplicada a las zapatas de un mismo portazapatos sobre una rueda o fuerza de las superficie de contacto de las pastillas sobre un disco
M_x	N·mm	Momento de flexión producido por las masas en movimiento
M'_x, M'_z	N·mm	Momentos de flexión producidos por el frenado
M'_y	N·mm	Momento de torsión producido por el frenado
M_X, M_Z	N·mm	Suma de los momentos de flexión
M_Y	N·mm	Suma de los momentos de torsión
M_R	N·mm	Momento resultante
$2b$	mm	Distancia entre los puntos de aplicación de las fuerzas verticales sobre las manguetas del eje
$2s$	mm	Distancia entre los círculos de rodadura de la rueda
h_1	mm	Altura por encima de la línea central del eje del centro de gravedad de las masas soportadas por el eje
y_i	mm	Distancia entre el círculo de rodadura de una rueda y la fuerza F_i
y	mm	Abscisa para cualquier sección del eje medida desde la sección sometida a la fuerza P_1
Γ		Coefficiente de fricción medio entre la rueda y la zapata de freno o entre las pastillas de freno y el disco
σ	N/mm ²	Esfuerzo calculado en una sección
K		Coefficiente de concentración del esfuerzo de fatiga
R	mm	Radio nominal del círculo de rodadura de una rueda
R_b	mm	Radio de frenado
d	mm	Diámetro para una sección del eje
d'	mm	Diámetro interior de un eje hueco
D	mm	Diámetro utilizado para determinar K
r	mm	Radio de la curva de transición utilizado para determinar K
S		Coefficiente de seguridad
G		Centro de gravedad
R_{fL}	N/mm ²	Límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas lisas
R_{fE}	N/mm ²	Límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas con entalla
a_q	m/s ²	Desequilibrio de la aceleración transversal
f_q		Factor de propulsión

4 GENERALIDADES

Las fases principales para el diseño de un eje son las siguientes:

- a) definición de las fuerzas que tienen que tenerse en cuenta y cálculo de los momentos en las diferentes secciones del eje;
- b) selección de los diámetros para el cuerpo del eje y las manguetas y, sobre la base de estos diámetros, cálculo de los diámetros de otras secciones;
- c) verificación de las opciones tomadas de la siguiente manera:
 - cálculo del esfuerzo para cada sección;
 - comparación de estos esfuerzos con los esfuerzos máximos permitidos.

Los esfuerzos máximos permitidos se definen principalmente por:

- la calidad del acero;
- si el eje es macizo o hueco.

El anexo A (informativo) presenta un ejemplo de hoja de cálculo.

5 FUERZAS Y MOMENTOS A TENER EN CUENTA

5.1 Tipos de fuerzas

Se van a tratar dos tipos de fuerzas en función de:

- 1) las masas en movimiento;
- 2) el sistema de frenado.

5.2 Efectos debidos a masas en movimiento

Las fuerzas producidas por las masas en movimiento están situadas en el plano vertical de simetría (y, z) que corta la línea central del eje (véase la figura 1).

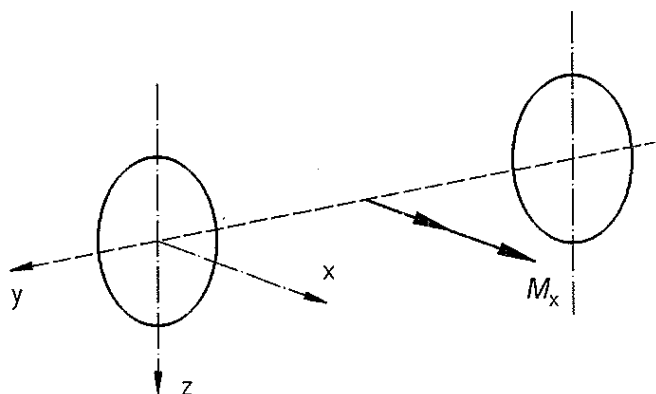


Figura 1

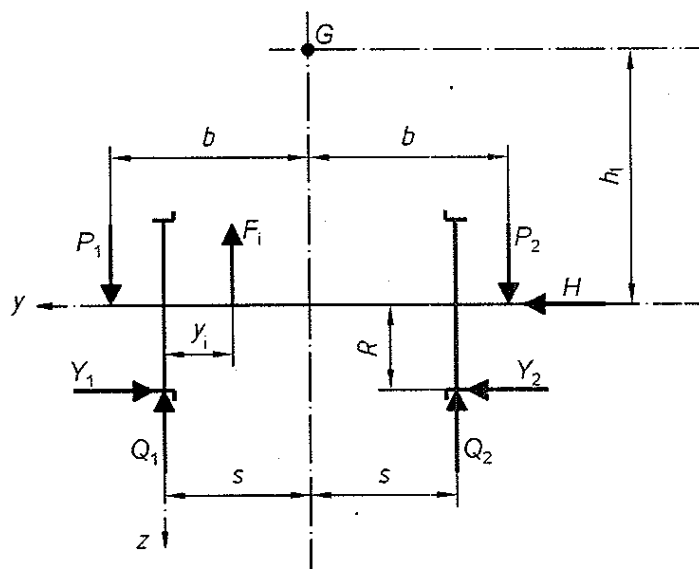
A menos que el cliente defina lo contrario, las masas ($m_1 + m_2$) que tienen que tenerse en cuenta para las aplicaciones principales del material rodante se definen en la tabla 2. Para aplicaciones específicas como, por ejemplo, los vehículos de cercanías, se necesitan otras definiciones para las masas, de acuerdo con los requisitos específicos de explotación.

Tabla 2

Tipos de unidades de material rodante	Masa ($m_1 + m_2$)
Vagones de carga	Para el eje considerado, fracción de la masa del vagón en el caso de carga máxima prevista en servicio.
Coche que incluye plazas para viajeros, zonas de equipaje y furgones 1 Vehículos de grandes líneas ^a	Masa en servicio + $1,2 \times$ carga neta, la "masa en servicio" se define como la masa del vehículo sin viajeros, con los depósitos llenos (de agua, arena, combustible, etc.); la "carga neta" se define como la masa de un viajero, la cual se estima en 80 kg, incluyendo equipaje de mano; – 1 viajero por asiento; – 2 viajeros por m ² en pasillos y plataformas de intercomunicación; – 2 viajeros por compartimento para personal de asistencia en viaje; – 300 kg por m ² en compartimentos de equipaje.
2 Vehículos de cercanías ^{a b}	Masa en servicio + $1,2 \times$ carga neta, la "masa en servicio" se define como la masa del vehículo sin viajeros, con los depósitos llenos (de agua, arena, combustible, etc.); la "carga neta" se define como la masa de un viajero, la cual se estima en 70 kg (con poco o nada de equipaje); – 1 viajero por asiento; – 3 viajeros por m ² en zonas de pasillos; – 4 ó 5 viajeros por m ² en zonas de plataformas de intercomunicación ^b ; – 300 kg por m ² en compartimentos de equipaje.
^a Las cargas netas que tienen que tenerse en cuenta para determinar los vehículos de grandes líneas y vehículos de cercanías reflejan ampliamente las condiciones normales de explotación de la red ferroviaria de la Unión Internacional de Ferrocarriles (UIC). Si las condiciones de funcionamiento difieren significativamente, las masas pueden modificarse, por ejemplo, aumentando o disminuyendo el número de viajeros por m ² en pasillos y plataformas de intercomunicación. ^b En algunas ocasiones, estos vehículos están relacionados con las clases de compartimentos del viajero, es decir, primera o segunda clase.	

El momento de flexión M_x en cualquier sección se calcula a partir de las fuerzas P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 y F_i como muestra la figura 2. Representa el caso más desfavorable para el eje, es decir:

- 1) la distribución asimétrica de las fuerzas;
- 2) la dirección de las fuerzas F_i causadas por las masas de los componentes no suspendidos seleccionados de tal manera que sus efectos de flexión se suman a los efectos producidos por las fuerzas verticales;
- 3) el valor de las fuerzas F_i proviene de multiplicar la masa de cada componente no suspendido por 1 g.



Leyenda

G Centro de gravedad del vehículo

Figura 2

La tabla 3 muestra los valores de las fuerzas calculadas a partir de m_1 .

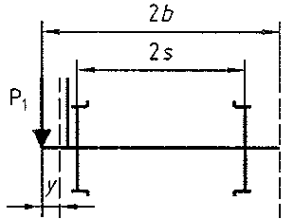
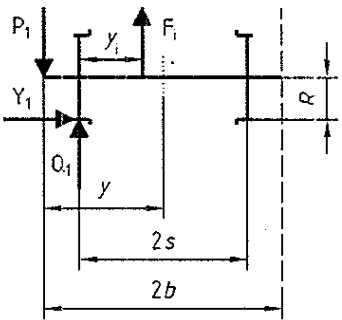

Los valores de los coeficientes de las fórmulas se aplican a ejes de ancho de vía normal con suspensión clásica. Para anchos de vía muy distintos, por ejemplo el ancho de vía métrico, o un sistema nuevo de suspensión, por ejemplo la suspensión pendular, deben tomarse en consideración otros valores (véanse los anexos B y C).

Tabla 3

Todos los ejes excepto el eje guía ^a	$P_1 = (0,625 + 0,075h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,075h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,30m_1g$ $Y_2 = 0,15m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,15m_1g$
Eje guía ^a	$P_1 = (0,625 + 0,0875h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,0875h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,35m_1g$ $Y_2 = 0,175m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,175m_1g$
Para todos los ejes	
$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$	
$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (Y_1 - Y_2)R - \sum_i F_i y_i]$	
^a El eje guía es el eje del primer bogie (es decir, el conductor) de un coche utilizado en cabeza de una unidad de tren reversible. Si un eje puede utilizarse en ambas posiciones (guía o no guía), se considera que es un eje guía.	

La tabla 4 muestra las fórmulas para calcular M_x para cada zona del eje y el esquema general de las variaciones de M_x a lo largo del eje.

Tabla 4

Zona del eje	M_x^a
Entre el plano de carga y el plano de rodadura	$M_x = P_1 y$ 
Entre los planos de rodadura	$M_x = P_1 y - Q_1(y - b + s) + Y_1 R - \sum_i F_i (y - b + s - y_i)$  <p>F_i: fuerza(s) situada(s) a la izquierda de la sección considerada</p>
Esquema general de las variaciones de M_x	

^a En caso de un eje asimétrico, los cálculos deben llevarse a cabo alternativamente después de aplicar la carga a las dos manguetas con el fin de determinar el peor de los casos.

5.3 Efectos debidos al frenado

El frenado produce momentos que pueden representarse por tres componentes: M'_x , M'_y , M'_z (véase la figura 3).

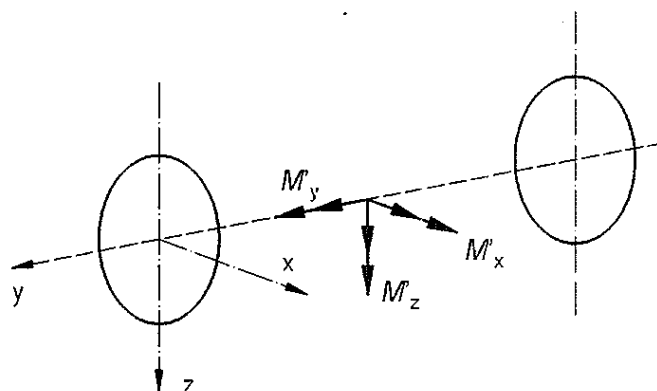


Figura 3

- 1) la componente de flexión M'_x se debe a las fuerzas verticales paralelas al eje z ;
- 2) la componente de flexión M'_z se debe a las fuerzas horizontales paralelas al eje x ;
- 3) la componente de torsión M'_y se dirige conforme a la línea central del eje (eje y) debido a las fuerzas tangenciales aplicadas a las ruedas.

La tabla 5 muestra las componentes M'_x , M'_y y M'_z para cada modalidad de frenado.

En caso de superposición de varias modalidades de frenado, se suman los valores correspondientes de cada modalidad.

NOTA Si se utilizan otras modalidades de frenado, las fuerzas y momentos que tienen que tenerse en cuenta se obtienen sobre la base de los mismos principios que para los casos indicados en la tabla 5. Se debería prestar una atención especial al cálculo de la componente M'_x que hay que sumar directamente a la componente M_x que representa las masas en movimiento.

5.4 Efectos debidos a la curvatura y geometría de la rueda

Para un eje no frenado, el momento de torsión M'_y es igual a $0,2 PR$, teniendo en cuenta posibles diferencias de diámetro de las ruedas y el efecto de circulación en curva.

Para un eje frenado, estas influencias están incluidas en las influencias producidas por el frenado.

5.5 Cálculo del momento resultante

En todas las secciones, los esfuerzos máximos se calculan a partir del momento resultante MR (véase la nota siguiente), que es igual a:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

donde MX , MY y MZ son la suma de las diferentes componentes producidas por las masas en movimiento y el frenado:

$$MX = M_x + \sum M'_x$$

$$MY = \sum M'_y$$

$$MZ = \sum M'_z$$

NOTA En un punto de la superficie exterior de un cilindro macizo de diámetro d (demostración análoga en el caso de uno hueco), las componentes MX , MY y MZ producen:

- un esfuerzo normal para MX y MZ .
- un esfuerzo tangencial para MY .

El esfuerzo normal tiene el siguiente valor (flexión de las vigas de sección circular):

$$\sigma_n = \frac{32\sqrt{MX^2 + MZ^2}}{\pi d^3}$$

El esfuerzo tangencial tiene el siguiente valor (torsión de las vigas de sección circular):

$$\sigma_t = \frac{16MY}{\pi d^3}$$

Y de ello resultan dos esfuerzos principales σ_1 y σ_2 iguales a:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_n + \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_n - \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2}}{2}$$

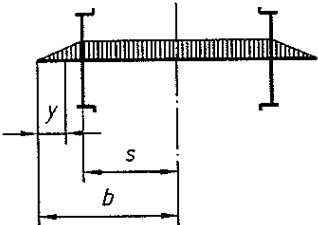
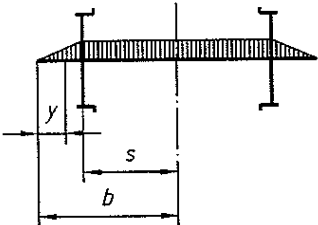
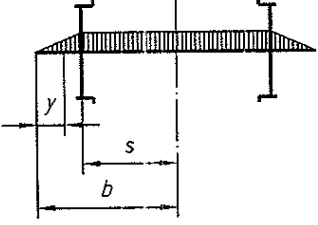
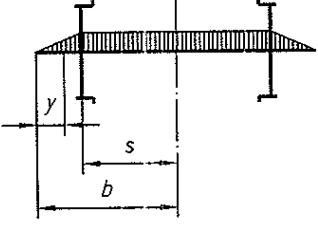
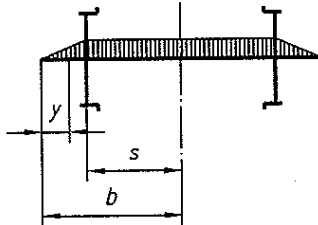
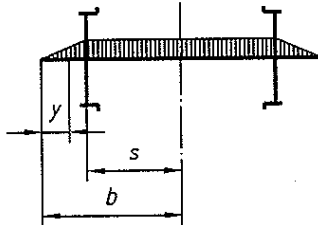
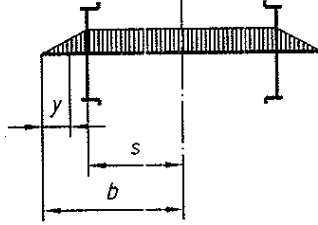
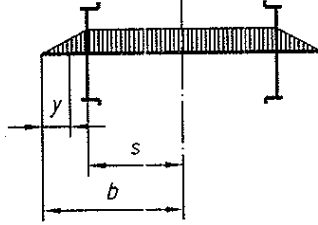
Puesto que el esfuerzo normal tiene un valor absoluto mucho mayor que el esfuerzo tangencial (de 10 a 20 veces), se selecciona el diámetro más grande del círculo de Mohr (en este caso, $\sigma_1 - \sigma_2$) para verificar el valor elegido para d .

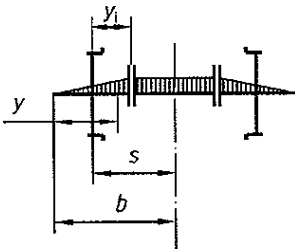
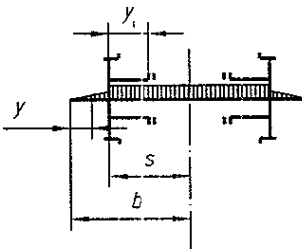
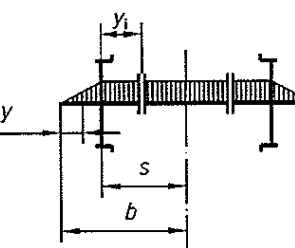
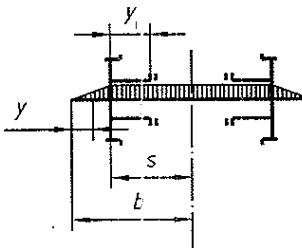
$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\sigma_t^2} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{MX^2 + MZ^2 + MY^2}$$

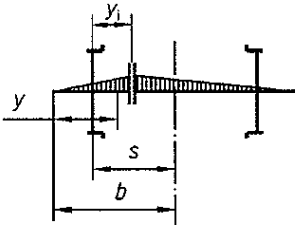
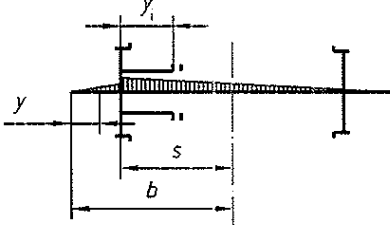
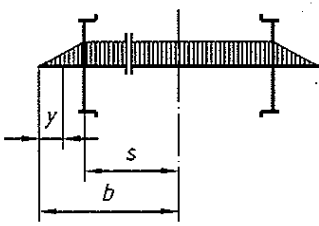
Y de ello resulta la definición del momento resultante:

$$MR = \sqrt{MX^2 + MY^2 + MZ^2}$$

Tabla 5

Componentes M'_x, M'_z, M'_y	Modalidad de frenado utilizada			
	Zapatas de freno en los dos lados de cada rueda		Zapatas de freno sólo en un lado de cada rueda	
	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura
M'_x	$M'_x = 0,3 F_f \Gamma y$ a, b 	$M'_x = 0,3 F_f \Gamma (b - s)$ a, b 	$M'_x = F_f \Gamma y$ b 	$M'_x = F_f \Gamma (b - s)$ b 
M'_z	$M'_z = F_f (0,3 + \Gamma) y$ a 	$M'_z = F_f (0,3 + \Gamma) (b - s)$ a 	$M'_z = F_f (1 + \Gamma) y$ 	$M'_z = F_f (1 + \Gamma) (b - s)$ 
M'_y	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ c, d	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ c, d

Componentes M'_x, M'_z, M'_y	Modalidad de frenado utilizada				
	Dos frenos de disco calados sobre el eje			Dos frenos de disco montados sobre el cubo de la rueda ^f	
	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre el plano de rodadura y el disco	Entre los discos	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma y$ $M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_d)$ 			$M'_x = F_f \Gamma y$ $M'_x = F_f \Gamma (b - s + y_d)$ 	
M'_z	$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ $M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b - s)$ 			$M'_z = F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y$ $M'_z = F_f \Gamma (b - s) \frac{R_b}{R}$ 	
M'_y	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e

Componentes M'_x, M'_z, M'_y	Modalidad de frenado utilizada			
	Un freno de disco calado sobre el eje		Un freno de disco montado sobre el cubo de la rueda [†]	
	Entre el primer plano de carga y el disco	Entre el disco y el segundo plano de carga	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre los planos de rodadura
M'_x	$M'_x = F_f \Gamma \frac{(b+s-y_i)}{2b} y$ $M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$ 		$M'_x = \frac{1}{2b} F_f \Gamma y (b+s-y_i) \quad M'_x = F_f \Gamma \frac{(b-s+y_i)}{2b} (2b-y)$ 	
M'_z	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre planos de rodadura	$M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} y \quad M'_z = \frac{1}{2} F_f \Gamma \frac{R_b}{R} (b-s)$ 	
M'_y	Entre el plano de carga y el plano de rodadura	Entre planos de rodadura	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e
	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3 P'R$ d, e		

- a El coeficiente 0,3 se obtiene de experimentos que establecieron las posibles diferencias entre las fuerzas aplicadas de dos zapatas de freno sobre cada rueda.
- b Mientras no se justifique lo contrario:
- Para zapatas de freno:
 $\Gamma = 0,1$ para zapatas de freno de hierro fundido;
 $\Gamma = 0,17$ para todas las zapatas de freno con bajo coeficiente de fricción, excluyendo las de hierro fundido;
 $\Gamma = 0,25$ para todas las zapatas de freno con alto coeficiente de fricción, excluyendo las de hierro fundido.
 - Para pastillas de freno:
 $\Gamma = 0,35$.
- c Este valor se obtuvo a partir de ensayos experimentales y corresponde a una fuerza de frenado distinta entre las dos ruedas que causa una diferencia de fuerza tangencial en las ruedas igual a $0,3 P'$. Incluye el momento de torsión definido en el apartado 5.3.
- d P' es la parte de P frenada con la modalidad de frenado considerada.
- e Por convenio, el momento de torsión entre los planos de rodadura se considera igual a $0,3 P'R$. Incluye el momento de torsión debido al frenado y el momento de torsión especificado en el apartado 5.4.
- f Cuando el disco está montado sobre el plato de la rueda, entonces $y_i = 0$.

6 DETERMINACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PARA LAS DIVERSAS PARTES DEL EJE

6.1 Esfuerzos en las distintas secciones del eje

Dada cualquier sección del eje tomando d como diámetro, el esfuerzo⁴⁾ que tienen que tomarse en consideración es el siguiente:

- para un eje macizo (véase la figura 4a): $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$ 5)

- para un eje hueco (véase la figura 4b):

- en la superficie exterior: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi(d^4 - d'^4)}$

- en el hueco: $\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$

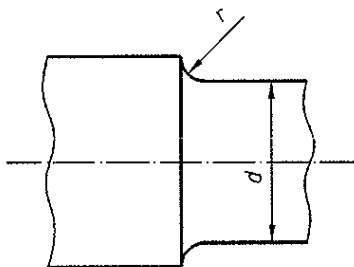


Figura 4a

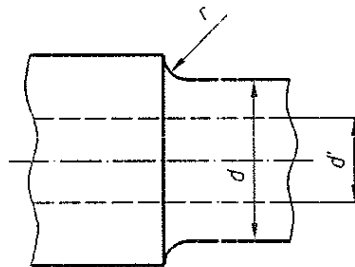


Figura 4b

4) En el caso de una zona de calado cónica, el esfuerzo se calcula para la sección donde el momento resultante es el mayor y el diámetro de esa sección se considera igual al diámetro más pequeño de la zona.

5) K es un factor de concentración de esfuerzos de fatiga (es decir, toma en consideración la geometría y las propiedades de los materiales).

En una parte cilíndrica situada sobre la superficie de un eje macizo o hueco y en el agujero de un eje hueco, el coeficiente de concentración de esfuerzos de fatiga K es igual a 1. Sin embargo, todo cambio de sección produce un aumento de esfuerzo, cuyo valor máximo puede encontrarse en:

- la transición inferior, entre dos partes cilíndricas contiguas de diámetros diferentes;
- la parte más profunda (fondo) de la acanaladura.

NOTA Cuando la transición tiene diferentes radios, se recomienda que la sección crítica no se encuentre en la intersección de dos radios. Si se produce esta situación, es necesario calcular el nivel de esfuerzo en todas las intersecciones del radio de transición.

El factor de concentración del esfuerzo de fatiga K para calcular este incremento se muestra en los gráficos de la figura 5 (transición entre dos partes cilíndricas) y de la figura 6 (fondo de la acanaladura). Se obtiene a partir de dos relaciones:

$$\frac{r}{d} \text{ y } \frac{D}{d}$$

donde

r radio de la curva de transición;

d diámetro de la parte cilíndrica en la que se calcula la concentración de esfuerzos;

D diámetro de la otra parte cilíndrica.

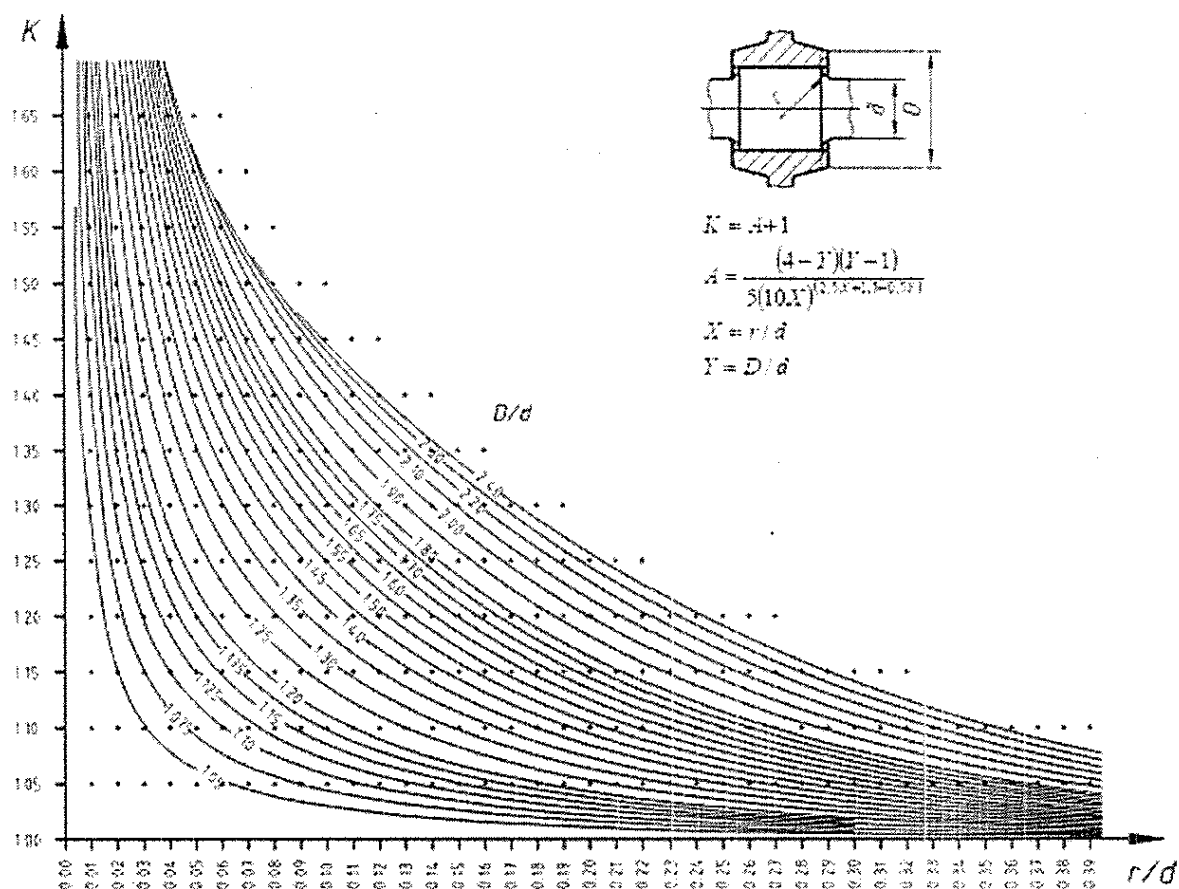


Figura 5 – Coeficiente de concentración de esfuerzos K en función de D/d y r/d (en la transición inferior entre dos partes cilíndricas)

En el caso de que una rueda o un disco de freno esté calado en la toma de calado, se entiende que D es igual al diámetro del cubo (véase la figura 5). En el caso de un obturador o un deflector, se entiende que D es igual al diámetro de calado, ya que el apriete entre las superficies de esas partes es pequeño.

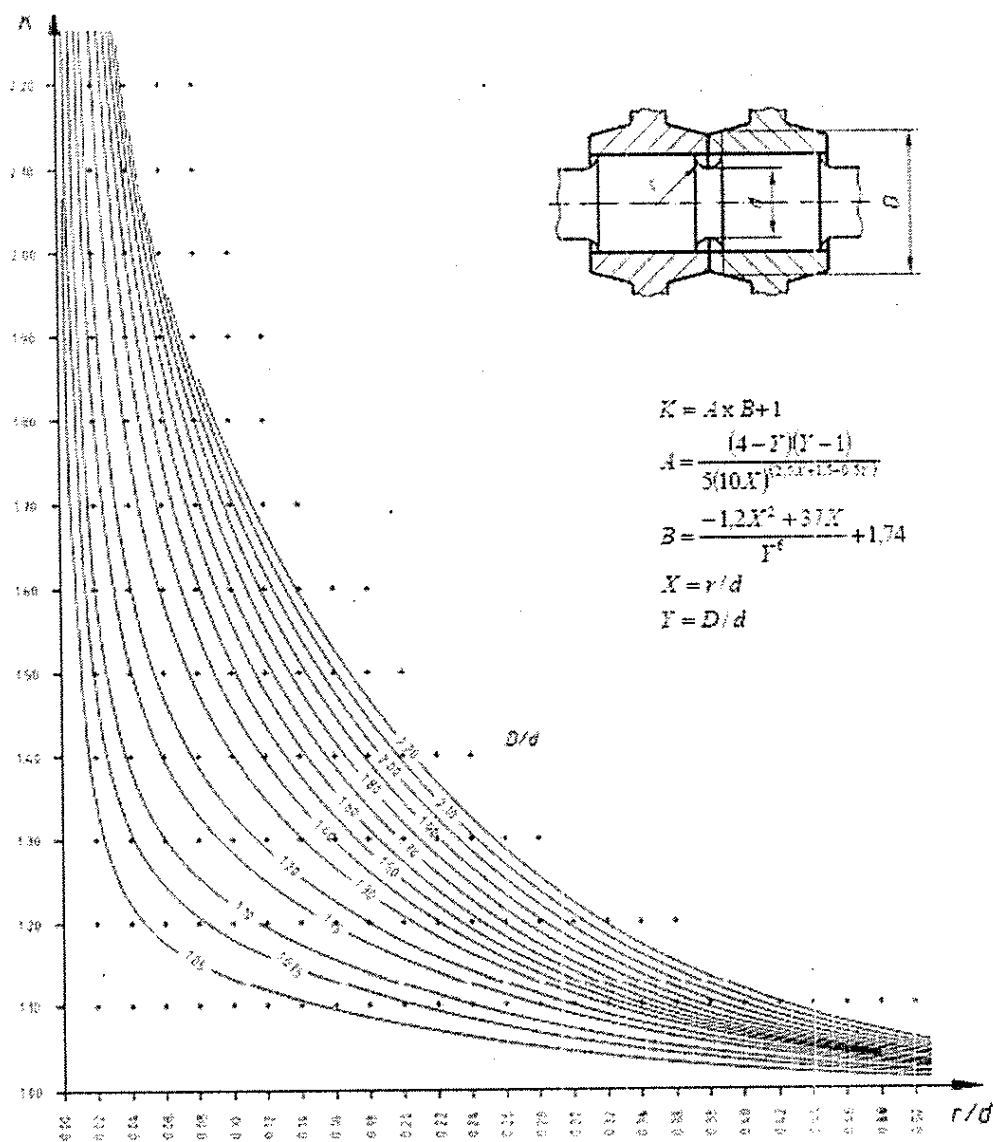
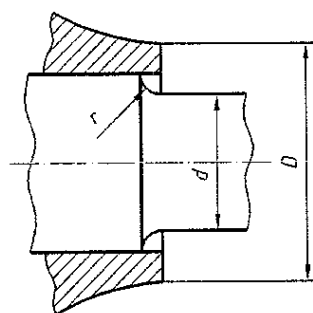
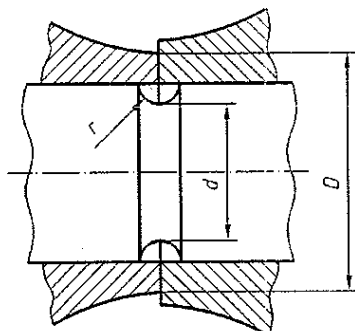
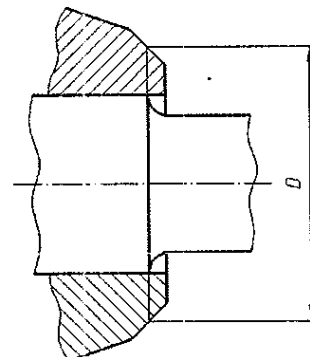


Figura 6 – Coeficiente de concentración de esfuerzos K como función de D/d y de r/d (fondo de la acanaladura)

En el caso de que una rueda, un disco de freno, una rueda de engranaje o un rodamiento esté calado en la zona de calado, se entiende que D es igual al diámetro del cubo o del rodamiento (véanse las figuras 7a, 7b y 7c). En el caso de un obturador, deflector o soporte, se entiende que D es igual al diámetro de calado, ya que el apriete entre las superficies de esas partes es muy pequeño.

Figura 7a⁶⁾Figura 7b⁶⁾Figura 7c⁶⁾

El diseño debe verificarse para los diámetros de sección mínima asociados a las tolerancias mínimas, incluyendo las tolerancias para reperfilados realizados durante el mantenimiento.

6.2 Determinación del diámetro para las manguetas y cuerpo del eje

La elección de los diámetros de las manguetas y del cuerpo del eje debe efectuarse inicialmente entre los tamaños existentes de los componentes asociados al eje (como, por ejemplo, los rodamientos).

Los esfuerzos máximos en el eje se calculan de acuerdo con las siguientes fórmulas:

- para un eje macizo:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR}{\pi d^3}$$
- para un eje hueco:
$$\sigma = \frac{K \times 32 \times MR \times d}{\pi (d^4 - d'^4)}$$

La elección de los diámetros se puede verificar como se muestra en el capítulo 7, donde se comparan los esfuerzos calculados con los esfuerzos máximos permitidos. Hay que realizar una acanaladura poco profunda (de 0,1 mm a 0,2 mm) para que la extremidad de la pista interior del rodamiento no provoque una entalla en la mangueta (véase la figura 8).

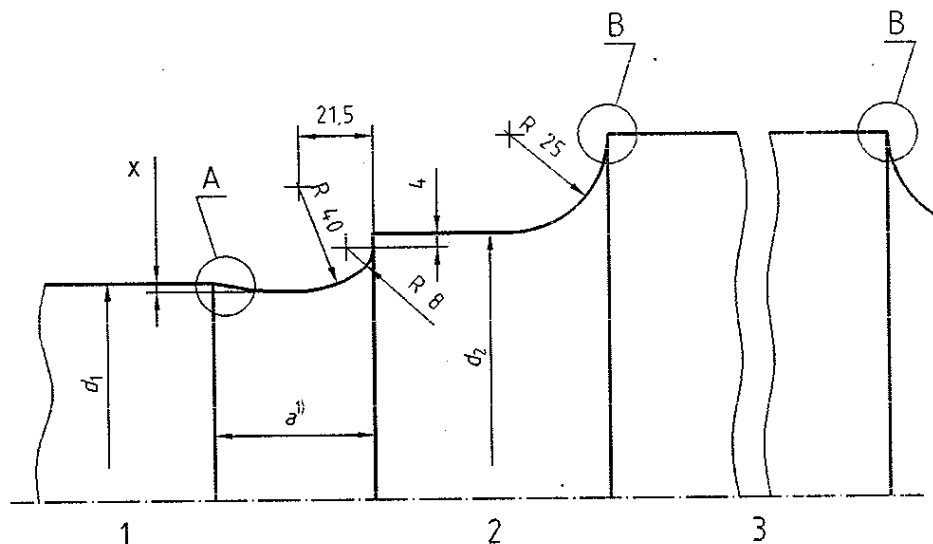
6.3 Determinación del diámetro de las diferentes zonas de calado a partir del diámetro del cuerpo del eje o a partir de las manguetas

6.3.1 Zona de calado del obturador

Para poder normalizar, cuando sea posible, conviene que el diámetro de la zona de calado del obturador (d_2) sea 30 mm mayor que el de la mangueta (d_1). La transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador se realiza conforme a lo especificado en las figuras 8 y 11.

6) Para cubos muy gruesos (como determinadas ruedas dentadas, por ejemplo), se estima que el diámetro D corresponde a la cara exterior del cubo, en perpendicular a la zona de calado.

Medidas en milímetros

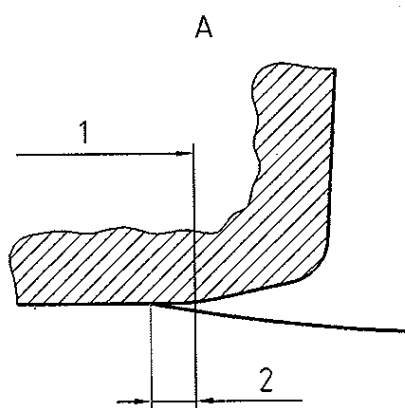


Leyenda

- 1 mangueta
- 2 zona de calado del obturador
- 3 zona de calado de la rueda
- $x = 0,1$ a $0,2$

1) Variante cuando a es demasiado grande para mantener la profundidad p con un único radio de 40 mm.

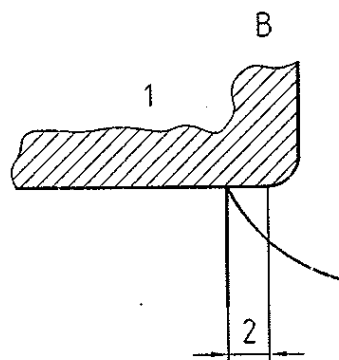
Figura 8 – Zonas de transición entre: la mangueta y la zona de calado del obturador y entre la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda



Leyenda

- 1 parte cilíndrica de la pista interior del rodamiento
- 2 solapamiento: ≥ 2 hasta ≤ 3

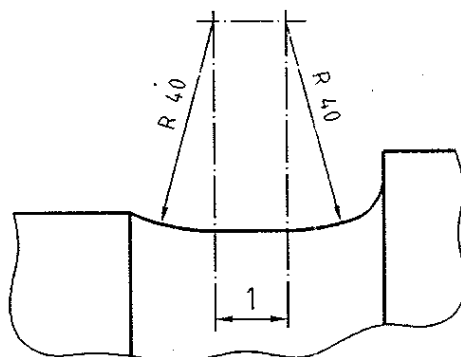
Figura 9 – Detalle A de la figura 8



Leyenda

- 1 cubo de rueda
- 2 solapamiento: > 0 hasta ≤ 5

Figura 10 – Detalle B de la figura 8



Leyenda

1 Surco cilíndrico inferior (fondo)

Figura 11 – Transición entre la mangueta y la zona de calado del obturador

6.3.2 Transición entre la superficie de la zona de calado del obturador y la zona de calado de la rueda

Para poder normalizar, cuando sea posible, esta transición debería tener un único radio de 25 mm.

Cuando no se puede alcanzar este valor, se elige el valor más alto posible a fin de minimizar la concentración de esfuerzos en esta zona.

6.3.3 Zona de calado de la rueda sin zona de calado adyacente

La relación entre el diámetro de la zona de calado de la rueda y los diámetros del cuerpo del eje debe ser por lo menos igual a 1,12, cuando esté en el límite de desgaste del eje. Se recomienda que esta relación sea por lo menos igual a 1,15 para un eje nuevo.

La transición entre estas dos zonas se efectúa de tal manera que la concentración de esfuerzos se mantiene en el nivel más bajo posible.

Las longitudes de la zona de calado y del cubo de la rueda se eligen de tal manera que esta última sobresalga ligeramente de la zona de calado, en particular, en el lado del cuerpo del eje. El diseño debe garantizar que, en las cotas límites de mantenimiento, se produce un solapamiento para las configuraciones límite, incluyendo las tolerancias de mantenimiento.

NOTA 1 El punto de medición en el eje montado corresponde al punto de intersección del radio de transición con la superficie del cono de entrada.

NOTA 2 El criterio de solapamiento es de aplicación en el voladizo del cubo de la rueda y en las ruedas de engranaje y los discos de freno sobre sus respectivas zonas de calado.

A fin de conseguir un valor bajo de K en la transición entre el cuerpo del eje y las zonas de calado de la rueda, del disco o de la rueda de engranaje, el valor del radio del lado del cuerpo debe ser por lo menos igual a 75 mm.

NOTA 3 Las recomendaciones están disponibles en el apartado 4.3.2 del informe ORE RP 11.

La figura 12 muestra un ejemplo de esta transición.

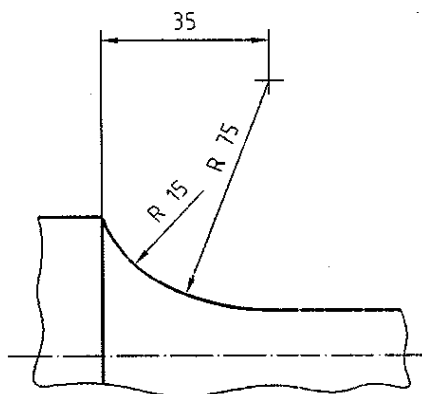


Figura 12 – Transición entre el cuerpo y la zona de calado

6.3.4 Caso de dos zonas de calado adyacentes

Se considera que dos zonas de calado son adyacentes si la transición entre una zona y la otra se produce por un único radio o un radio compuesto y los componentes calados están en contacto.

Deben tomarse en cuenta la rueda, el engranaje, el disco o el rodamiento, y no el obturador, el deflector o el soporte.

El diámetro de las dos zonas de calado se calcula a partir del diámetro del cuerpo, de conformidad con el apartado 6.3.3.

Se prevé una acanaladura pequeña (profundidad mínima ligeramente superior al rango de desgaste de las zonas de calado y de radio mínimo 16 mm) para separar las dos zonas de calado. Su papel fundamental consiste en evitar las muescas que podrían producirse por los extremos mandrinados de los componentes calados.

Asimismo, la transición entre el cuerpo y las zonas de calado debe ser tal y como especifica el apartado 6.3.3.

6.3.5 Configuración de las zonas de calado

Debe considerarse que dos zonas de calado son no adyacentes cuando la transición entre las dos zonas está constituida de dos radios de transición y las piezas caladas no están en contacto.

El procedimiento es el siguiente:

- se calcula el diámetro de cada una de las zonas de calado (véase 6.3.3);
- se prevén los cubos de las ruedas salientes o en exceso (véase 6.3.3);
- se utiliza en la medida de lo posible, las transiciones recomendadas (véase 6.3.3). Para diseños que tienen una relación de diámetros inferior a 1,12, el límite de fatiga en la zona de calado puede ser inferior al valor exigido en los apartados 7.2 y 7.3. Estos valores deben verificarse para los tres ejes de geometría representativa (con la relación de diámetros más pequeña y la menor profundidad de la acanaladura) y de conformidad con los requisitos de ensayo del apartado 3.2.1 del anexo C de la Norma EN 13260:2009;
- se prevén una parte cilíndrica entre las dos transiciones.

7 ESFUERZOS MÁXIMOS PERMITIDOS

7.1 Generalidades

Los esfuerzos máximos permitidos se determinan a partir de:

- el límite de fatiga en flexión rotativa de las diferentes partes del eje;
- el valor de un coeficiente de seguridad llamado "S", que depende de la calidad del acero.

7.2 Calidad de acero EAIN

Los valores de los límites de fatiga son los siguientes:

- para un eje macizo:
 - 200 N/mm² sin calado con apriete;
 - 120 N/mm² con calado con apriete;
- para un eje hueco:
 - 200 N/mm² sin calado con apriete;
 - 110 N/mm² con calado con apriete, excepto la mangueta;
 - 94 N/mm² con calado con apriete sobre la mangueta;
 - 80 N/mm² para la superficie del hueco.

Las tablas 6 y 7 muestran respectivamente para el eje macizo y hueco:

- el valor del coeficiente de seguridad S, por el cual se tienen que dividir los límites de fatiga para obtener los esfuerzos máximos admisibles;
- los esfuerzos máximos admisibles.

Estos valores sólo se aplican si la política de protección y mantenimiento aplicada al eje garantiza una protección eficaz contra los choques y la corrosión durante toda la vida del eje y asegura el mantenimiento de la condición original de la superficie del material del eje.

Si existe alguna duda relativa al mantenimiento de la eficacia de la protección contra choques y corrosión, entonces los límites de fatiga se deben dividir por un factor adicional (véase la NOTA siguiente).

NOTA El diseñador y el operador del vehículo deberían acordar el coeficiente de seguridad adicional en función de la política de mantenimiento del operador. Por ejemplo, un factor adicional del orden de 1,3 debería aplicarse para las calidades EAIN, EAIT y EA4T.

Tabla 6 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos con calidad de acero EAIN

Coeficiente de seguridad S	Zona 1 ^a N/mm ²	Zona 2 ^b N/mm ²
1,2	166	100
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición.		
^b Zona 2: zonas de calado de rueda, de disco de freno, de rodamiento y de obturador.		

Tabla 7 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos para calidad de acero EA1N⁷⁾

Coeficiente de seguridad <i>S</i>	Zona 1 ^a N/mm ²	Zona 2 ^b N/mm ²	Zona 3 ^c N/mm ²	Zona 4 ^d N/mm ²
1,2	166	92	78	67
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: todas las zonas de calado, excepto manguetas y zonas de calado de rodamiento. ^c Zona 3: mangueta (debajo del rodamiento). ^d Zona 4: hueco.				

7.3 Calidades de acero distintas de EA1N

El límite de fatiga se debe determinar haciendo referencia a:

- la superficie del cuerpo del eje;
- por debajo del calado, con condiciones de apriete equivalentes a las de las zonas de calado de las ruedas.

En el caso de un eje hueco, el límite de fatiga también se debe determinar haciendo referencia a:

- la superficie interior del hueco;
- la superficie del rodamiento con condiciones de apriete equivalentes entre rodamiento y eje.

El valor del coeficiente de seguridad *S*, por el cual se tienen que dividir los límites de fatiga para obtener los esfuerzos máximos permitidos, es igual a:

$$S = 1,2 \times \frac{q(\text{otro acero})}{q(\text{EA1N acero})}$$

donde $q = \frac{R_{fL}}{R_{fE}}$

1,2 es el valor del coeficiente de seguridad para ejes de acero EA1N;

R_{fL} es el límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas lisas;

R_{fE} es el límite de fatiga en flexión rotativa hasta 10^7 ciclos para probetas con entallas.

$$q(\text{EA1N acero}) = \frac{250 \text{ N/mm}^2}{170 \text{ N/mm}^2} = 1,47$$

q (para otras calidades de acero) debe determinarse con probetas lisas o con entallas de unos 10 mm de diámetro. Las características geométricas de las entallas se muestran a continuación (véase la figura 13):

7) Los valores en esta tabla se aplican si la relación entre el diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3 o la relación entre el diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4.

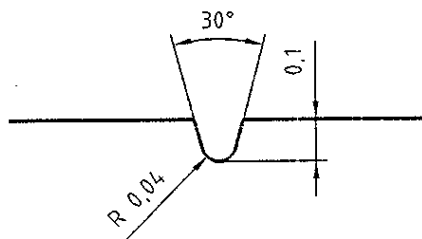


Figura 13

EJEMPLO Calidad de acero EA4T (25CrMo4).

Los límites de fatiga para un eje macizo son los siguientes:

- 240 N/mm² fuera de la zona de calado;
- 145 N/mm² en zona de calado;

y para ejes huecos:

- 240 N/mm² fuera de la zona de calado;
- 132 N/mm² en zona de calado, excepto las manguetas;
- 113 N/mm² en zona de calado en la mangueta;
- 96 N/mm² para la superficie interior del hueco.

El valor del coeficiente de seguridad S se determina de la siguiente manera:

$$R_{\rho} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$R_{\sigma} = 215 \text{ N/mm}^2$$

$$q = 350/215 = 1,63$$

$$\text{Por lo tanto, } S = 1,2 \times 1,63/1,47 = 1,33.$$

Los esfuerzos máximos permitidos se muestran en las tablas 8 y 9.

Tabla 8 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes macizos para calidad de acero EA4T

Coeficiente de seguridad S	Zona 1 ^a N/mm ²	Zona 2 ^b N/mm ²
1,33	180	110
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: zonas de calado de rueda, de disco de freno, de rodamiento y de obturador.		

Tabla 9 – Esfuerzos máximos permitidos para ejes huecos para calidad de acero EA4T⁸⁾

Coefficiente de seguridad <i>S</i>	Zona 1 ^a N/mm ²	Zona 2 ^b N/mm ²	Zona 3 ^c N/mm ²	Zona 4 ^d N/mm ²
1,33	180	99	85	72
^a Zona 1: cuerpo del eje, zonas de calado de rodamiento y curvas de transición. ^b Zona 2: todas las zonas de calado, excepto manguetas y zonas de calado de rodamiento. ^c Zona 3: mangueta (debajo del rodamiento). ^d Zona 4: hueco.				

Para aceros de calidades distintas a EA1N y EA4T, tal y como se ha definido anteriormente, véase el anexo D para la determinación de los valores límite de fatiga para el diseño.

8) Los valores en esta tabla se aplican si la relación entre el diámetro de la mangueta/diámetro del hueco es inferior a 3, o la relación entre el diámetro de la zona de calado/diámetro del hueco es inferior a 4.

ANEXO A (Informativo)

MODELO DE LA HOJA DE CÁLCULO PARA UN EJE

Tipo

Plano del eje N°

Plano de la rueda N°

Aplicación

Material

Masa del eje montado (kg)

Eje

Ruedas

Eje motor

Discos

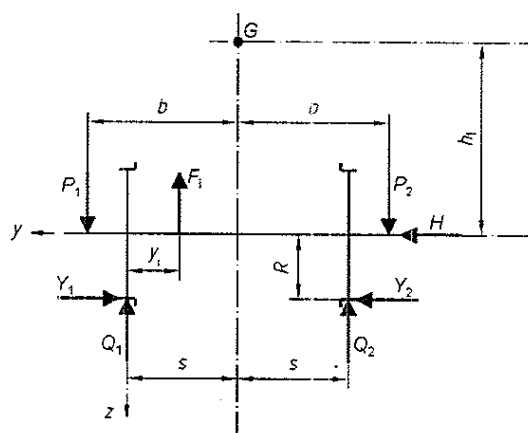
Varios

Total (m_2)Masa sobre el carril por cada eje: $m_1 + m_2$ (kg)

Medidas (mm)

 $h =$ $s =$ $R =$ $h_1 =$

Fuerzas (N)

 $P_1 =$ $P_2 =$ $Y_1 =$ $Y_2 =$ 

Leyenda

 G Centro de gravedad del vehículo

Figura A.1

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - \sum F_f(2s - y_i)]$$

y_i (mm)	F_i (N)	Parte

Tipo de freno		
P' (N)		
F_f (N)		
Γ		

1) para ejes huecos:

$$\text{en la superficie exterior: } \frac{32K10^6 d}{\pi(d^4 - d'^4)}$$

$$\text{en la superficie interior: } \frac{32K10^6 d'}{\pi(d^4 - d'^4)}$$

Sección	y mm	d mm	d' mm	D mm	r mm	$\frac{r}{d}$	$\frac{D}{d}$	K	1) $\frac{32K10^6}{\pi d^3}$	M_y (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_x (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_z (Nmm) $\times 10^{-6}$	M'_y (Nmm) $\times 10^{-6}$	M (Nmm) $\times 10^{-6}$	σ (N/mm ²)	$\sigma_{\text{máx.}}$ (N/mm ²)

ANEXO B (Informativo)

PROCESO PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE CARGA PARA VEHÍCULOS PENDULARES

De acuerdo con la tabla 3, $H = 0,175 m_1g$ o $H = 0,15 m_1g$.

En términos generales, $H = \beta m_1g$ si el factor $\beta = 0,175$ o, respectivamente, $0,15$, incluye un porcentaje de fuerza centrífuga cuasi-estática, debido al desequilibrio de la aceleración transversal a_q y al factor de empuje f_q .

La aceleración transversal habitual de $a_q = 1,0 m/s^2$ debida a una insuficiencia de peralte produce un factor de fuerza transversal de $0,1$ (g , redondeado hasta $10 m/s^2$) para tener en cuenta la fuerza centrífuga cuasi-estática.

En los estudios del grupo ORE B 136, para la aceleración transversal debida a la insuficiencia de peralte, DB aplicó un valor $a_q = 1,0 m/s^2$ y SNCF, $a_q = 1,3 m/s^2$.

El resultado de estos ensayos permitió establecer un valor derivado de:

- ejes guías $f_q = 0,075$;
- ejes no guía $f_q = 0,05$.

El siguiente caso es un ejemplo para los vehículos equipados con dispositivos de compensación de insuficiencia de peralte (sistema pendular).

El vehículo de grandes líneas se diseñará para una aceleración transversal no compensada de $a_q = 2,0 m/s^2$ debida a una insuficiencia de peralte. Los coeficientes resultantes son los siguientes:

- ejes guía $\beta = a_q / 10 + f_q = 0,2 + 0,075 = 0,275$;
- ejes no guía $\beta = a_q / 10 + f_q = 0,2 + 0,05 = 0,25$.

Puesto que $Y_2 = 0,175 m_1g$ o, respectivamente, $Y_2 = 0,15 m_1g$ (ya que Y_2 tiene en cuenta el rozamiento transversal sobre la rueda interior en la curva), es posible deducir de la igualdad $Y_1 = Y_2 + H$ que:

- ejes guía $Y = 0,45 m_1g$;
- ejes no guía $Y = 0,40 m_1g$.

NOTA La parte dinámica del factor β en la fórmula es la misma para vehículos pendulares y no pendulares. No obstante, el factor dinámico varía en función de la velocidad y de la calidad de la vía.

Las siguientes fórmulas (véase la tabla B.1) para el cálculo de fuerzas resultarán ser:

Tabla B.1

Para todos los ejes, excepto los ejes guía ^a para ancho de vía normal y para vehículos con compensación de insuficiencia de peralte (sistema pendular)	$P_1 = (0,625 + 0,25 h_1/2b) m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,25 h_1/2b) m_1g$ $Y_1 = Y_2 + H = 0,4 m_1g$ $Y_2 = 0,15 m_1g$ $H = 0,25 m_1g$
Para todos los ejes guía ^a	$P_1 = (0,625 + 0,275 h_1/2b) m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,275 h_1/2b) m_1g$ $Y_1 = Y_2 + H = 0,45 m_1g$ $Y_2 = 0,175 m_1g$ $H = 0,275 m_1g$
Para todos los ejes	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (y_1 - y_2)R - \sum_i F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) - (y_1 - y_2)R - \sum_i F_i y_i]$
^a El eje guía es el eje del primer bogie de un coche (es decir, el conductor), utilizado en cabeza de una unidad de tren reversible. Si un eje puede utilizarse en ambas posiciones (guía o no guía), se le considera un eje guía.	

ANEXO C (Informativo)

VALORES DE LAS FUERZAS A TOMAR EN CONSIDERACIÓN PARA LOS EJES
MONTADOS EN VÍAS DE ANCHO REDUCIDO (MÉTRICO O CERCANO AL METRO)

Las siguientes fórmulas (véase la tabla C.1) son aplicables para el cálculo de fuerzas, salvo en el caso de vehículos pendulares.

Tabla C.1

Para todos los ejes, excepto los ejes guía ^a	$P_1 = (0,65 + 0,0975 h_1 / b) m_1 g$ $P_2 = (0,65 - 0,0975 h_1 / b) m_1 g$ $Y_1 = 0,35 m_1 g$ $Y_2 = 0,15 m_1 g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,20 m_1 g$
Para todos los ejes guía ^a	$P_1 = (0,65 + 0,114 h_1 / b) m_1 g$ $P_2 = (0,65 - 0,114 h_1 / b) m_1 g$ $Y_1 = 0,40 m_1 g$ $Y_2 = 0,175 m_1 g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,225 m_1 g$
Para todos los ejes	$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 (b+s) - P_2 (b-s) + (Y_1 - Y_2) R - \sum_i F_i (2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2 (b+s) - P_1 (b-s) - (Y_1 - Y_2) R - \sum_i F_i y_i]$
^a Un eje guía es el primer eje de una unidad tractora o el primer eje de un vehículo de transporte de viajeros en un tren reversible, en el sentido de la marcha. Si un eje puede utilizarse en ambas posiciones (guía o no guía), se le considera como un eje guía.	

ANEXO D (Normativo)

MÉTODO DE DETERMINACIÓN DE LOS LÍMITES DE FATIGA
A TAMAÑO REAL PARA NUEVOS MATERIALES

D.1 Campo de aplicación

Este anexo describe los requisitos exigidos y el procedimiento necesario para caracterizar los límites de fatiga en ejes de tamaño real para calidades de acero no especificadas en las Normas EN 13260 y EN 13261. Este procedimiento permite comparar resultados de diferentes laboratorios.

Los límites de fatiga obtenidos se utilizan para determinar los esfuerzos admisibles para el diseño de los ejes, de conformidad con el procedimiento descrito en esta norma y en la Norma EN 13104.

D.2 Requisitos generales para las probetas de ensayo

Las probetas de ensayo tienen que cumplir los requisitos de las normas EN pertinentes (geometría, rugosidad, propiedades mecánicas, etc.). Todos estos parámetros deben verificarse en una tabla-resumen. Las probetas de ensayo utilizadas deben ser representativas de los ejes de fabricación normal y utilizar el mismo método de fabricación (calidad del material, calidad de acabado de la superficie, factor de reducción, ensayos no destructivos, etc.). No obstante, pueden configurarse de forma específica para el ensayo.

D.3 Requisitos generales para los equipos de ensayo

El banco de ensayo empleado debe permitir que se aplique sobre la sección ensayada un momento de flexión rotativa con una amplitud de esfuerzo constante. La figura D.1 muestra una configuración típica. Durante el ensayo, un control constante de las mediciones pertinentes debe permitir que las amplitudes de esfuerzo nominal aplicadas permanezcan constantes en un rango de ± 5 MPa.

El método principal de control del banco de ensayo se basa en la carga, el esfuerzo y el movimiento aplicados; para este parámetro, se recomienda verificar la incertidumbre para garantizar que no se sobrepasa el error máximo aceptado para el esfuerzo nominal aplicado.

NOTA Si se utilizan un banco de ensayo y una probeta de ensayos simétricos, es posible considerar que dos secciones han sido ensayadas (si se verifican de manera correcta durante el ensayo).

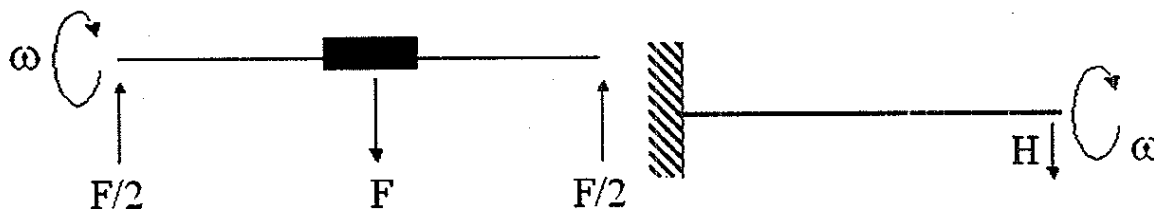


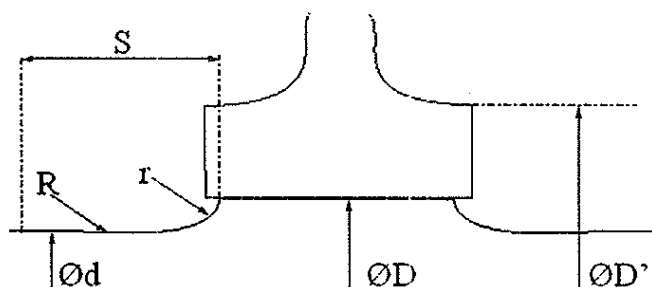
Figura D.1 – Ejemplos de configuraciones de ensayo

D.4 Límite de fatiga del cuerpo del eje ("F1")

D.4.1 Geometría

Las dimensiones de las probetas de ensayo deben ser similares a las dimensiones de los ejes obtenidas en condiciones normales; la figura D.2 establece las medidas mínimas.

R	75
r	15
S	≥ 35
D/d	$\geq 1,15$
d	≥ 150
D	≤ 200
Rugosidad zona calado	0,8 – 1,6
Rugosidad cuerpo R_a	0,8 – 3,2
D'/d	1,3 – 1,5



Leyenda

d	diámetro del cuerpo
D	diámetro de la zona de calado de la rueda
D'	diámetro del cubo
R y r	radios de transición cuerpo – zona de calado
S	longitud de la curva de transición

Figura D.2 – Geometría de la probeta de ensayo

NOTA Una relación de diámetros (D/d) demasiado pequeña produciría fisuras en la zona de calado; el valor para el cual no se producirían fisuras en la zona de calado sino en el cuerpo depende de la resistencia a la fatiga del acero del eje (cuanto mayor es la resistencia a la fatiga $F1$, mayor es la relación de diámetros).

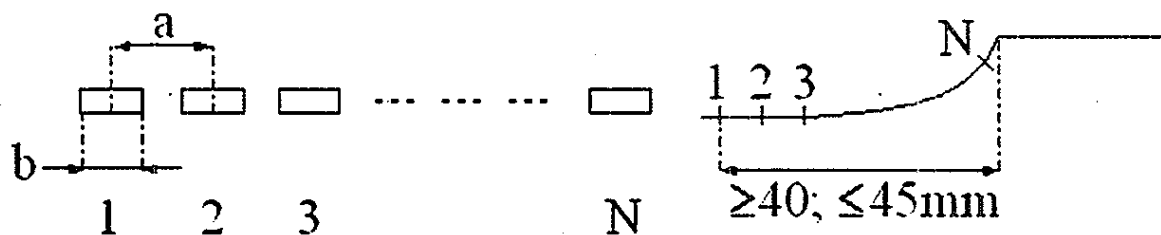
El espesor del cubo y el apriete entre el cubo y la zona de calado determinarán la concentración de esfuerzos adicionales en la base de la curva de transición del cuerpo del eje. Por lo tanto, los diámetros de transición deberían ser similares a las configuraciones típicas.

D.4.2 Verificación del esfuerzo aplicado

Con independencia del tipo de banco de ensayo, el esfuerzo máximo aplicado debe verificarse de forma experimental con respecto del valor máximo y de la posición longitudinal del valor máximo.

Los valores de esfuerzo aplicado deben medirse con galgas extensométricas (de deformación) en la zona de aparición de las primeras fisuras causadas por la fatiga.

Para realizar estas mediciones, se colocan galgas extensométricas a lo largo de la curva de transición con la zona de calado del eje que soporta el máximo valor de esfuerzo (véase la figura D.3). Se recomienda que la distancia entre las galgas extensométricas no sobrepase 4 mm y que la longitud de la galga no sea superior a 3 mm.



Leyenda

- 1, 2, 3, ..., N galgas extensométricas
a distancia entre dos galgas
b longitud de galga

Figura D.3 – Instrumentación de galgas extensométricas

A fin de ser coherente con el método de diseño del eje (Normas EN 13103 y EN 13104), el esfuerzo se determina partiendo de la hipótesis que el esfuerzo es monoaxial: $\sigma_{\text{real}} = E \cdot \epsilon$

Para la forma del eje ensayado, debe determinarse el factor adicional de esfuerzo estático: $k_t = (\sigma_{\text{real}}) / \sigma_{\text{nom}}$

σ_{nom} es el esfuerzo nominal para la sección en la que el esfuerzo real medido es máximo. Se puede determinar bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en dos secciones del eje donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

El límite de fatiga se determina tanto por los esfuerzos realmente medidos como por el esfuerzo nominal que depende sólo de la geometría del eje (D , d , r).

D.4.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite, debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 10^7 ciclos con una carga que crea un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.4.4 Determinación del límite de fatiga

El método estadístico de aplicación para determinar el límite de fatiga se denomina el método STAIR CASE.

Se recomienda que el número de ejes ensayados sea de 15, provenientes de al menos tres coladas distintas.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

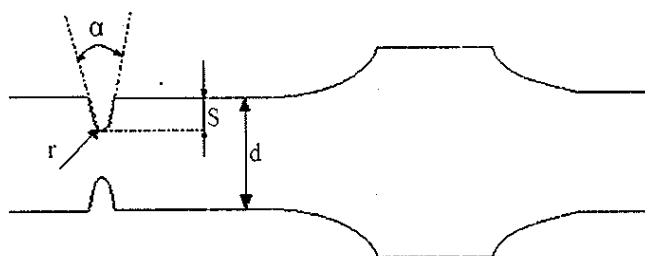
Debe calcularse la probabilidad de no aparición de fisuras e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores utilizados para los materiales usuales.

D.5 Límite de fatiga del hueco del eje ("F2")

D.5.1 Geometría

Se realiza una entalla en el eje utilizado en el ensayo para reproducir el peor de los arañazos que pueden producirse durante el mandrinado. Se perfila la entalla en el cuerpo exterior con una herramienta especial de corte según los parámetros geométricos detallados en la figura D.4.

d	≤ 140
α	30°
S	I
r	0.04



Leyenda

- α ángulo de la entalla
- S profundidad de la entalla
- R radio en el fondo de la entalla
- D diámetro de la probeta

Figura D.4 – Geometría de la probeta

D.5.2 Verificación del esfuerzo aplicado

El esfuerzo que tiene que considerarse es el esfuerzo nominal (σ_{nom}) en la sección en la que se sitúa la entalla.

El esfuerzo debe determinarse de forma experimental sobre el eje bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en los dos lados de la entalla donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

D.5.3 Criterio de finalización de ensayo

Para cada límite, debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 10^7 ciclos con una carga que crea un esfuerzo en superficie igual a los valores del ensayo.

D.5.4 Determinación del límite de fatiga

El método estadístico de aplicación para determinar el límite de fatiga se denomina el método STAIR CASE.

Se recomienda que el número de ejes ensayados sea de 15, procedentes de al menos tres coladas distintas.

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

Debe calcularse la probabilidad de no aparición de defecto e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores aplicables a materiales usuales.

D.6 Límite de fatiga de la zona de calado ("F3" y "F4")

D.6.1 Geometría

F3 es de aplicación para ejes macizos (sin hueco) y F4, para ejes huecos.

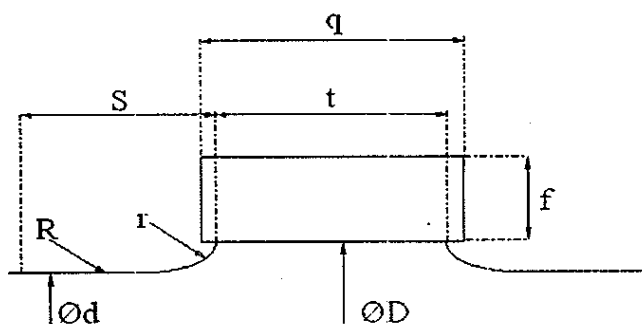
Las dimensiones de la probeta de ensayo deben ser similares a las dimensiones de los ejes fabricados normalmente. La figura D.5 detalla el rango de dimensiones.

El límite de fatiga real de las zonas de calado en el eje depende de distintos parámetros geométricos y, en particular, de la relación de diámetros D/d : para un esfuerzo nominal determinado aplicado en el extremo de la zona de calado, el incremento de la relación de diámetros reduce el esfuerzo longitudinal real aplicado en el extremo de la zona de calado.

Por lo tanto, el límite de fatiga nominal también aumenta. Por encima de un valor determinado de la relación de diámetros, las fisuras aparecen en el cuerpo y no en la zona de calado (véase la figura D.6).

Para tener una visión global de los límites de fatiga F3 y F4, puede resultar de utilidad llevar a cabo ensayos con distintas relaciones de diámetros (al menos tres). Al extrapolar estos valores y al conocer el límite de fatiga del cuerpo F1, puede determinarse el valor crítico de la relación D/d por encima del cual se producen fisuras en el cuerpo y por debajo del cual aparecen en la zona de calado. Se trata de información importante para el diseño de los ejes fabricados con nuevos materiales para garantizar que las fisuras pueden aparecer en el cuerpo y no en la zona de calado donde es más difícil detectarlas con el examen por ultrasonidos.

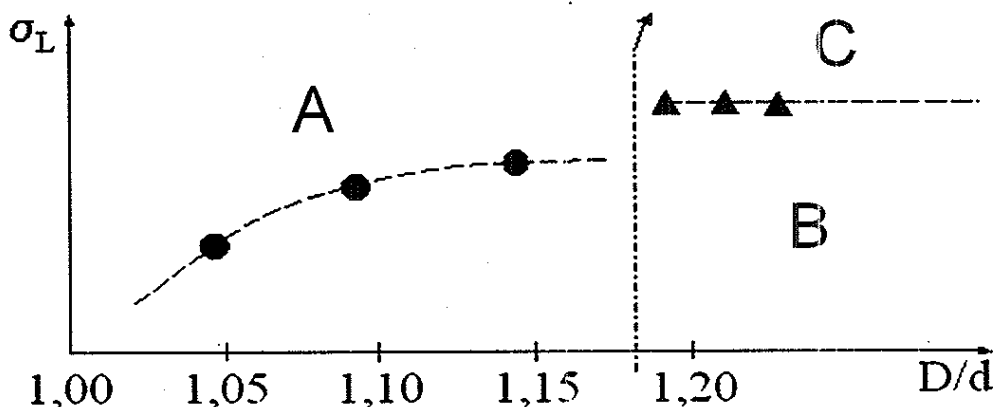
R	75
r	15
S	= 35
D/d	Relación: 1,05:1,10:1,15:...
d	= 140
D	≤ 200
Rugosidad zona calado R_a	0,8 - 1,6
Rugosidad del cuerpo	0,8 - 3,2
Montaje	H7 v6
	Calado a presión o en caliente
f Espesor del anillo	> 20
t	165
q	170



Leyenda

- f espesor del anillo
- t longitud de la zona de calado
- q longitud del anillo

Figura D.5 – Parámetros geométricos para F3 y F4



Leyenda

- A fisuras en la zona de calado de rueda
- B fisuras en el cuerpo
- C (D/d) opcional

Figura D.6 – Influencia de la relación de diámetros D/d

D.6.2 Verificación del esfuerzo aplicado

A fin de conservar la coherencia con el método de diseño del eje, el esfuerzo considerado es el esfuerzo nominal σ_{nom} a 10 mm del extremo final de la zona de calado.

El esfuerzo debe determinarse de forma experimental sobre el eje estudiado bien por el método de diseño del eje basado en la teoría de vigas, si se mide la fuerza aplicada, o bien por extrapolación de las mediciones de las galgas extensométricas en los dos lados de la entalla donde los esfuerzos longitudinales varían de forma lineal.

Para determinar el nivel de esfuerzo, debe emplearse la dimensión realmente medida para la sección crítica.

D.6.3 Criterio de finalización de ensayo

Para todo límite debe verificarse que no aparece ninguna fisura después de 10^7 ciclos con una carga que cree un esfuerzo en superficie equivalente a los valores de ensayo.

D.6.4 Determinación del límite de fatiga

La primera etapa consiste en determinar la curva de interpolación y encontrar la relación crítica D/d . Debe utilizarse un mínimo de tres probetas para cada valor de D/d . El límite de esfuerzo considerado es el mayor nivel de esfuerzo sin fisuras para todas las probetas.

Cuando se alcanza el valor crítico D/d , la segunda etapa consiste en aplicar el método STAIR CASE con 15 probetas para determinar el límite de fatiga para esta relación D/d .

El intervalo de esfuerzo es 10 MPa.

Debe calcularse la probabilidad de no aparición de fisuras e indicarlo en el informe de ensayo. Para todos los casos, este valor debería ser comparable con los valores aplicables a materiales usuales.

D.7 Información incluida en el informe de ensayo

Debe presentarse un informe de ensayo con los resultados y análisis de todos los límites de fatiga. Este informe debe registrar todas las condiciones y parámetros utilizados en el desarrollo de los ensayos. Debe incluir la información siguiente:

- a) descripción del material que ha sido ensayado (propiedades mecánicas generales, procedimiento de fabricación, tratamiento térmico, calidad del material, calidad de acabado de la superficie, factor de reducción, etc.);
- b) planos a escala real de la probeta y de los demás elementos montados para el ensayo (la información de los planos tiene que cumplir los requisitos de los apartados pertinentes de las normas aplicables al componente sobre rugosidad, tolerancias, etc.);
- c) descripción del procedimiento de calado y resultados de los ensayos relacionados;
- d) número de serie de la probeta (el número de serie también debe permitir la identificación de la colada);
- e) registros de los ensayos efectuados sobre las probetas, de conformidad con los apartados 3.4.2 y 3.5 a 3.8 del texto principal de la Norma EN 13261:2009;
- f) métodos aplicados para verificar el esfuerzo, medirlo y extrapolar los valores en las zonas críticas (en los casos exigidos en los apartados anteriores);
- g) descripción de la cadena de medición completa y de las características de los componentes añadidos; respeto de las tolerancias de medición y del nivel de precisión;

- h) informe de inspección para todas las probetas al final de cada escalón de esfuerzo alcanzado;
- i) descripción y análisis de la fisura si la probeta se fisura.

El informe de ensayo debe formar parte de un archivo que incluya los siguientes documentos:

- registros para la identificación de todas las propiedades mecánicas definidas en los apartados 3.2.1, 3.2.2, 3.3 y 3.4.1 del texto principal de la Norma EN 13261:2009 (para lotes);
- certificado de conformidad con la Norma EN ISO/IEC 17025 para el(los) laboratorio(s) responsable(s) de los ensayos.

ANEXO ZA (Informativo)

**CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS
REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA
DIRECTIVA 96/48/CE MODIFICADA POR LA DIRECTIVA 2004/50/CE**

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, para proporcionar un medio de dar cumplimiento a los requisitos esenciales de la Directiva 96/48/CE, modificada por la Directiva 2004/50/CE.

Una vez que esta norma se cite en el Diario Oficial de la Unión Europea bajo esta directiva, y se implemente como norma nacional en al menos un Estado Miembro, el cumplimiento de los capítulos de esta norma indicados en la tabla ZA.1, dentro de los límites del campo de aplicación de esta norma, es un medio para dar presunción de conformidad con los requisitos esenciales específicos de esta directiva y los reglamentos de la AELC asociados.

Tabla ZA.1 – Correspondencia entre esta norma europea y la Directiva 96/48/CE

Capítulo(s)/Apartado(s) de esta norma europea	Capítulo/apartado/puntos y anexos de la ETI adoptada por el Consejo de 21 de febrero de 2008	Texto/capítulos/apartados/anexos correspondiente de la Directiva 96/48/CE
Toda la norma es aplicable	4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del material rodante. Generalidades	Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos generales – 1.1.1, 1.1.3 Seguridad Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos generales – 1.5 Compatibilidad técnica Anexo III, Requisitos específicos de cada subsistema "Control-mando y señalización" – 2.3.2 Compatibilidad técnica Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos específicos de cada subsistema "Material rodante" – 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad

ADVERTENCIA: Los productos incluidos en el campo de aplicación de esta norma pueden estar afectados por otros requisitos o directivas de la UE.

ANEXO ZB (Informativo)

**CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS
REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA
DIRECTIVA 2001/16/CE MODIFICADA POR LA DIRECTIVA 2004/50/CE**

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, para proporcionar un medio de dar cumplimiento a los requisitos esenciales de la Directiva 2001/16/CE, modificada por la Directiva 2004/50/CE.

Una vez que esta norma se cite en el Diario Oficial de la Unión Europea bajo esta directiva, y se implemente como norma nacional en al menos un Estado Miembro, el cumplimiento de los capítulos de esta norma indicados en la tabla ZB.1, dentro de los límites del campo de aplicación de esta norma, es un medio para dar presunción de conformidad con los requisitos esenciales específicos de esta directiva y los reglamentos de la AELC asociados.

Tabla ZB.1 – Correspondencia entre esta norma europea y la Directiva 2001/16/CE

Capítulo(s)/Apartado(s) de esta norma europea	Capítulo/apartados/puntos y anexos de la ETI Material rodante – Vagones de mercancías de enero de 2005 y aprobada por el comité sobre interoperabilidad y seguridad del sistema ferroviario europeo	Texto/capítulos/apartados/anexos correspondiente de la Directiva 2001/16/CE
Toda la norma es aplicable	<p>4.2.3.4.1 Comportamiento dinámico del vehículo. Generalidades</p> <p>5.3.2.4 Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes</p> <p>5.4.2.4 Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes</p> <p>6.1.3.2.4 Interacción vehículo/vía y gálibo. Ejes</p> <p>Anexo E: Interacción vehículo/vía y gálibo. Dimensiones de los juegos de ruedas y tolerancias para el ancho estándar</p> <p>Anexo M: Interacción vehículo/vía y gálibo. Eje</p> <p>Anexo Q: Procedimientos de valoración. Componentes de interoperabilidad</p> <p>Anexo Y: Componentes. Bogies y órgano de rodadura</p> <p>Capítulos/apartados/puntos y anexos de la ETI de enero de ferrocarril convencional sobre material rodante para locomotoras y vehículos motores (borrador sometido al comité sobre interoperabilidad y seguridad del sistema ferroviario europeo en septiembre de 2008)</p>	<p>Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos generales – 1.1.1, 1.1.3 Seguridad</p> <p>Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos generales – 1.5 Compatibilidad técnica</p> <p>Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos específicos de cada subsistema "Control-mando y señalización" – 2.3.2 Compatibilidad técnica</p> <p>Anexo III, Requisitos esenciales, Requisitos específicos de cada subsistema "Material rodante" – 2.4.2 Fiabilidad y disponibilidad</p>
	4.2.3.5.2 Ejes montados	

ADVERTENCIA: Los productos incluidos en el campo de aplicación de esta norma pueden estar afectados por otros requisitos o directivas de la UE.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] EN 13104, *Railway applications. Wheelsets and bogies. Powered axles. Design method.*
- [2] ORE report No.11, *Calculation of wagon and coach axles (from committee B136).*
- [3] UIC 515-3, *Railway rolling stock. Bogies. Running gear "Method of calculation for designing axles".*
- [4] NF F 01-118, *Railway rolling stock. Axles with outside axle journals. Design rules and calculation method.*
- [5] DIN 5577, *Railway vehicles. Calculation of axle shaft.*
- [6] UNI 8350, *Metropolitan railways. Calculation for verification of carriage wheelsets.*
- [7] EN ISO/IEC 17025, *General requirements for the competence of testing and calibration laboratories (ISO/IEC 17025:2005).*

AENOR Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel.: 902 102 201
Fax: 913 104 032

AENOR AUTORIZA EL USO DE ESTE DOCUMENTO A UNIV.CARLOS III DE MADRID

2.2. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

2.2.1. Programa principal

Algoritmo principal para la recopilación y cálculo de valores característicos según la norma UNE-EN 13103.

Para facilitar la aplicación y cumplimiento de la norma el funcionamiento del programa se lleva a cabo con un formato conversacional que va recorriendo de forma ordenada y secuencial los diferentes apartados de la normativa de diseño de ejes ferroviarios, además de presentar todas las diferentes alternativas de cálculo contempladas en la norma de un modo mucho más ordenado permitiendo un significativo ahorro de tiempo en la aplicación de la norma.

A continuación se detalla el código principal de la aplicación.

```
%Dimensionamiento de un eje ferroviario basado en la norma UNE-EN
13103

clc;
fprintf('Análisis y dimensionamiento de un eje ferroviario.\n');
fprintf('-----\n');

%Menu inicial: Permite configurar los datos de partida para el cálculo
accion=input('Selecciona acción:\n(1)Correr
programa\n(2)Configuración\n Selección: ');
while (accion~=1)&&(accion~=2)
    disp('Acción no disponible');
    accion=input('Vuelva a seleccionar una acción:\n Selección: ');
end

if accion==1%Correr programa: Toma valores por defecto
    esfuerzo=166;
    tipo_eje=1;
    clc;
    fprintf('Análisis y dimensionamiento de un eje ferroviario.\n');
    fprintf('-----\n');
    fprintf('Lo configuración por defecto es: \n')
    fprintf('Tipo de eje: Eje guía')
    fprintf('El material seleccionado es EA1N con una resistencia de
166 N/mm2\n');
else
    if accion==2%Configuración: Permite seleccionar el tipo de eje y
el material de fabricación
```



```
clc;
fprintf('Análisis y dimensionamiento de un eje
ferroviario.\n');
fprintf('-----
\n');
imshow('imagen0.jpg');
tipo_eje=input('Selecciona un tipo de eje:\n(1)Eje
guia\n(2)Eje no guia\n Selección: ');
while (tipo_eje~=1)&&(tipo_eje~=2)
    disp('Selección de eje incorrecta!');
    tipo_eje=input('Vuelva a seleccionar un tipo de eje:\n
Selección: ');
end
[denominacion,esfuerzo]=material_propiedades;
clc;
fprintf('Análisis y dimensionamiento de un eje
ferroviario.\n');
fprintf('-----
\n');
fprintf('El material seleccionado es %s con una resistencia de
%d N/mm2\n',denominacion,esfuerzo);
end
end
g=9.81;

%Medidas:
fprintf('\nMedidas:\n')
imshow('imagen1.jpg');
long=input(' Longitud total del eje (mm): ');
imshow('imagen2.jpg');
long_manetas=input(' Longitud de la maneta (mm): ');
imshow('imagen3.jpg');
long_obturador=input(' Longitud de la zona de calado del obturador
(mm): ');
imshow('imagen4.jpg');
long_rueda=input(' Longitud de la zona de calado de la rueda (mm): ');
long_cuerpo=long/2-long_manetas-long_obturador-long_rueda;
imshow('imagen5.jpg');
aux_s=input(' ¿El plano de la rueda esta centrado en la zona de calado
de la rueda? Y/N: ','s');
while (aux_s~='y')&&(aux_s~='n')
    disp('Selección de incorrecta!');
    aux_s=input(' ¿El plano de la rueda esta centrado en la zona de
calado de la rueda? Y/N: ','s');
end
if aux_s=='y'
    s=long_cuerpo+0.5*long_rueda;
else
    imshow('imagen6.jpg');
    s=input(' Distancia circulos de rodadura de la rueda (mm): ');
s=492.35;
end
imshow('imagen7.jpg');
```



```
b=input(' Distancia hasta el punto de aplicación de las fuerzas  
verticales (mm): ');% b=751.5;  
imshow('imagen8.jpg');  
R=input(' Radio nominal del círculo de rodadura de una rueda (mm):  
imshow('imagen9.jpg');  
h1=input(' Altura del centro de gravedad de las masas soportadas por  
el eje (mm): ');% h1=500;  
imshow('imagen10.jpg');  
yi=input('Distancia entre el círculo de rodadura de una rueda y la  
fuerza Fi [yi] (mm)[a b c d]: ');% yi=[1 1 1 1];  
  
%Masas:  
fprintf('\nMasas:\n');  
m1=input(' Masa en las manetas por eje (kg): ');  
m2=input(' Masa del eje y masas sobre el eje entre los planos de  
rodadura (kg): ');  
imshow('imagen11.jpg');  
mi=input(' Valor de mi [a b c d]: ');  
  
%Frenos:  
fprintf('\nFrenos:\n');  
imshow('imagen12.jpg');  
modalidad_freno=input(' Selecciona un tipo de freno:\n (1)Tipo 1\n (2)Tipo 2\n (3)Tipo 3\n (4)Tipo 4\n (5)Tipo 5\n (6)Tipo 6\n Seleccion:');  
while  
(modalidad_freno~=1)&&(modalidad_freno~=2)&&(modalidad_freno~=3)&&(mod  
alidad_freno~=4)&&(modalidad_freno~=5)&&(modalidad_freno~=6)  
    disp(' Seleccion de freno incorrecta!');  
    modalidad_freno=input(' Vuelva a seleccionar un tipo de freno:\n  
Selección: ');  
end  
if (modalidad_freno~=1)&&(modalidad_freno~=2)  
    Rb=input(' Radio de franado (mm): ');%Rb=50  
    yii=input(' [yii] (mm): ');%yii=1  
end  
  
P=input(' Valor de P` (Parte de P frenado por cualquier sistema  
mecánico de frenado) (N) : ');% P=15000;  
Ff=input(' Valor de Ff (F.máx aplicada a las zapatas de un mismo  
portazapatas sobre una rueda) (N): ');% Ff=15000;  
z=input(' Selecciona un tipo de freno: \n (1)Zapatas de freno de  
hierro fundido\n (2)Zapatas de freno con bajo coeficiente de fricción  
(excepto las de hierro fundido)\n (3)Zapatas de freno con alto  
coeficiente de fricción (excepto las de hierro fundido)\n (4)Pastillas de freno\n Seleccion: ');  
while (z~=1)&&(z~=2)&&(z~=3)&&(z~=4)  
    disp(' Seleccion de freno incorrecta!');
```




```
z=input(' Vuelva a seleccionar un tipo de freno:\n Selección:');
end
r=[0.1 0.17 0.25 0.35];

%Esfuerzos:
Fi=mi.*g;
switch tipo_eje
case 1%Eje guia
    P1=(0.625+0.075*h1/b)*m1*g;
    P2=(0.625-0.075*h1/b)*m1*g;
    Y1=0.3*m1*g;
    Y2=0.15*m1*g;
    H=Y1-Y2;
case 2%Eje no guia
    P1=(0.625+0.0875*h1/b)*m1*g;
    P2=(0.625-0.0875*h1/b)*m1*g;
    Y1=0.35*m1*g;
    Y2=0.175*m1*g;
    H=Y1-Y2;
otherwise
    disp('Error en la selección del tipo de eje');
    disp('Revise codigo: Datos:/tipo_eje');
    return;
end
Q1=1/(2*s)*(P1*(b+s)-P2*(b-s)+(Y1-Y2)*R-sum(Fi.*(2*s-yi)));
Q2=1/(2*s)*(P2*(b+s)-P1*(b-s)-(Y1-Y2)*R-sum(Fi.*yi));

%Calculo de la ley de Momentos Flectores:
panalisis=[0 b-s b+s];%Puntos de análisis de los momentos flectores

Mx1= @(y) P1*y;
Mx2= @(y) P1*y-Q1*(y-b+s)+Y1*R-sum(Fi.*(y-b+s-yi));
Mx3= @(y) P2*y;

switch modalidad_freno
case 1
    Mfx1= @(y) 0.3*Ff*r(z)*y;
    Mfx2= @(y) 0.3*Ff*r(z)*(b-s);

    Mfy1= @(y) 0;
    Mfy2= @(y) 0.3*P*R;

    Mfz1= @(y) Ff*(0.3+r(z))*y;
    Mfz2= @(y) Ff*(0.3+r(z))*(b-s);
case 2
    Mfx1= @(y) Ff*r(z)*y;
    Mfx2= @(y) Ff*r(z)*(b-s);

    Mfy1= @(y) 0;
    Mfy2= @(y) 0.3*P*R;

    Mfz1= @(y) Ff*(1+r(z))*y;
```



```
Mfz2= @( ) Ff*(1+r(z))*(b-s);
case 3
Mfx1= @(y) Ff*r(z)*y;
Mfx2= @( ) Ff*r(z)*(b-s+yii);

Mfy1= @( ) 0;
Mfy2= @( ) 0.3*P*R;

Mfz1= @(y) Ff*r(z)*(Rb/R)*y;
Mfz2= @( ) Ff*r(z)*(Rb/R)*(b-s);
case 4
Mfx1= @(y) Ff*r(z)*y;
Mfx2= @( ) Ff*r(z)*(b-s+yii);

Mfy1= @( ) 0;
Mfy2= @( ) 0.3*P*R;

Mfz1= @(y) Ff*r(z)*(Rb/R)*y;
Mfz2= @( ) Ff*r(z)*(Rb/R)*(b-s);
case 5
Mfx1= @(y) Ff*r(z)*((b+s-yii)/(2*b))*y;
Mfx2= @( ) Ff*r(z)*((b-s+yii)/(2*b))*(2*b-y);

Mfy1= @( ) 0;
Mfy2= @( ) 0.3*P*R;

Mfz1= @(y) 0.5*Ff*r(z)*(Rb/R)*y;
Mfz2= @( ) 0.5*Ff*r(z)*(Rb/R)*(b-s);
case 6
Mfx1= @(y) (1/(2*b))*Ff*r(z)*y*(b+s-yii);
Mfx2= @( ) Ff*r(z)*((b-s+yii)/(2*b))*(2*b-y);

Mfy1= @( ) 0;
Mfy2= @( ) 0.3*P*R;

Mfz1= @(y) 0.5*Ff*r(z)*(Rb/R)*y;
Mfz2= @( ) 0.5*Ff*r(z)*(Rb/R)*(b-s);
otherwise
disp('Error en la modalidad de freno seleccionada.');
```

disp('Revise codigo: Datos:/modalidad_freno');

```
return;
end
Momento_x=[feval(Mx1,panalisis(1)),feval(Mx1,panalisis(2)),feval(Mx2,panalisis(2)),feval(Mx2,panalisis(3)),feval(Mx3,panalisis(2)),feval(Mx3,panalisis(1))];
Momento_fx=[feval(Mfx1,panalisis(1)),feval(Mfx1,panalisis(2)),feval(Mfx2),feval(Mfx2),feval(Mfx1,panalisis(2)),feval(Mfx1,panalisis(1))];
Momento_fy=[feval(Mfy1),feval(Mfy1),feval(Mfy2),feval(Mfy2),feval(Mfy1),feval(Mfy1)];
Momento_fz=[feval(Mfz1,panalisis(1)),feval(Mfz1,panalisis(2)),feval(Mfz2),feval(Mfz2),feval(Mfz1,panalisis(2)),feval(Mfz1,panalisis(1))];
MX=Momento_x+Momento_fx;
MY=Momento_fy;
MZ=Momento_fz;
```



```
MR=sqrt(MX.^2+MY.^2+MZ.^2);

%Calculo de esfuerzos:
esfuerzo_normal= @(MX,MZ,d) (32*sqrt(MX.^2+MZ.^2))./(pi*d^3);
esfuerzo_tangencial= @(MY,d) (16.*MY)./(pi*d^3);

%Calculo de diametros
Dold=0;
k=1;
error=1;
while error > 0.01
    Dnew=(k*(32*max(MR))./(pi*esfuerzo))^(1/3);
    error=(Dnew-Dold)/(Dnew);
    d=Dnew/1.15;
    r=Dnew-d;
    k=K('partes_cilindricas',r,d,Dnew);
    Dold=Dnew;
end

%Cálculo de los diametros
d_mangeta=diametro_catalogo('skf',1.15*d-50-30);
d_obturador=d_mangeta+30;
d_calado_rueda=d_obturador+50;
d_eje=d_calado_rueda/1.15;

%Display
fprintf('\n\n\nCalculation carried out successfully!\n');

%Graficas
graficas=input('?Deseas visualizar graficas? Y/N: ','s');
if graficas=='y'
    x=[0 b-s b-s b+s b+s 2*b];

    subplot(2,2,1);
    plot(x,MX);
    xlabel('Posición (mm)','FontSize',10);
    ylabel('Momento X','FontSize',10);
    set(gca,'FontSize',8);
    set(gca,'xlim',[0 2*b]);

    subplot(2,2,2);
    plot(x,MY);
    xlabel('Posición (mm)','FontSize',10);
    ylabel('Momento Y','FontSize',10);
    set(gca,'FontSize',8);
    set(gca,'xlim',[0 2*b]);

    subplot(2,2,3);
    plot(x,MZ);
    xlabel('Posición (mm)','FontSize',10);
    ylabel('Momento Z','FontSize',10);
    set(gca,'FontSize',8);
    set(gca,'xlim',[0 2*b]);
```



```
subplot(2,2,4);  
plot(x,MR);  
xlabel('Posición (mm)','FontSize',10);  
ylabel('Momento Resultante','FontSize',10);  
set(gca,'FontSize',8);  
set(gca,'xlim',[0 2*b]);  
end  
  
%Guardar como:  
guardar=input('¿Deseas guardar los datos en un .txt? Y/N: ','s');  
while (guardar~='y') && (guardar~='n')  
    disp('woops!');  
    guardar=input('¿Deseas guardar los datos en un .txt? Y/N: ','s');  
end  
if guardar=='y'  
  
pro_engineer(long_cuerpo,d_eje,long_rueda,d_calado_rueda,long_obturado  
r,d_obturador,long_manetas,d_mangeta)  
else  
    disp('Datos no guardados!');  
end  
  
fprintf('\n\n\n\nPara mas información:\n')  
disp('<a href = "www.divulgamaq.org">DivulgaMaq (Comunidad de expertos  
en máquinas y mecanismos)</a>')
```



2.2.2. Biblioteca de materiales

Función encargada de presentar al facultativo encargado del análisis y diseño según la Norma UNE-EN 13103 los diferentes materiales disponibles para el cálculo.

Este modulo contiene la definición comercial del material así como su límite de fatiga y el coeficiente de seguridad requerido por la norma para la determinación del esfuerzo limite.

Tanto esta como otras aplicaciones adicionales se han presentado de forma modular, definidas en funciones externas, para facilitar la edición de este apartado y permitir su posterior ampliación sin comprometer el código principal.

A continuación se detalla la función empleada para seleccionar un material de la lista que se propone originalmente.

```
function [denominacion,esfuerzo]=material_propiedades

material=input('Selecciona un tipo de
material:\n(1)EA1N\n(2)EA1T\n(3)EA4T\n Selección: ');
while (material~=1)&&(material~=2)
    disp('Selección de eje incorrecta!');
    material=input('Vuelva a seleccionar un tipo de material:\n
Selección: ');
end

switch material
case 1
    denominacion='EA1N';
    limite_de_fatiga=200;% (N/mm2)
    S=1.2;
    esfuerzo=limite_de_fatiga/S;
case 2
    denominacion='EA1T';
    limite_de_fatiga=220;% (N/mm2)
    S=1.2;
    esfuerzo=limite_de_fatiga/S;
case 3
    denominacion='EA4T';
    limite_de_fatiga=240;% (N/mm2)
    S=1.33;
    esfuerzo=limite_de_fatiga/S;

otherwise
    disp('Error en la selección del tipo de material');
```



```
        disp('Revise código')  
end  
fprintf('El material seleccionado es %s con una resistencia de %d  
MPa',denominacion,esfuerzo);
```

2.2.3. Factor de concentración de tensiones

Algoritmo independiente para el cálculo del factor de concentrador de tensiones, K , de las diferentes zonas del eje en función del tipo de geometría, partes cilíndricas o acanaladuras, y en función de las dimensiones.

El algoritmo empleado en este modulo representa matemáticamente las siguientes graficas para cada tipo de geometría.

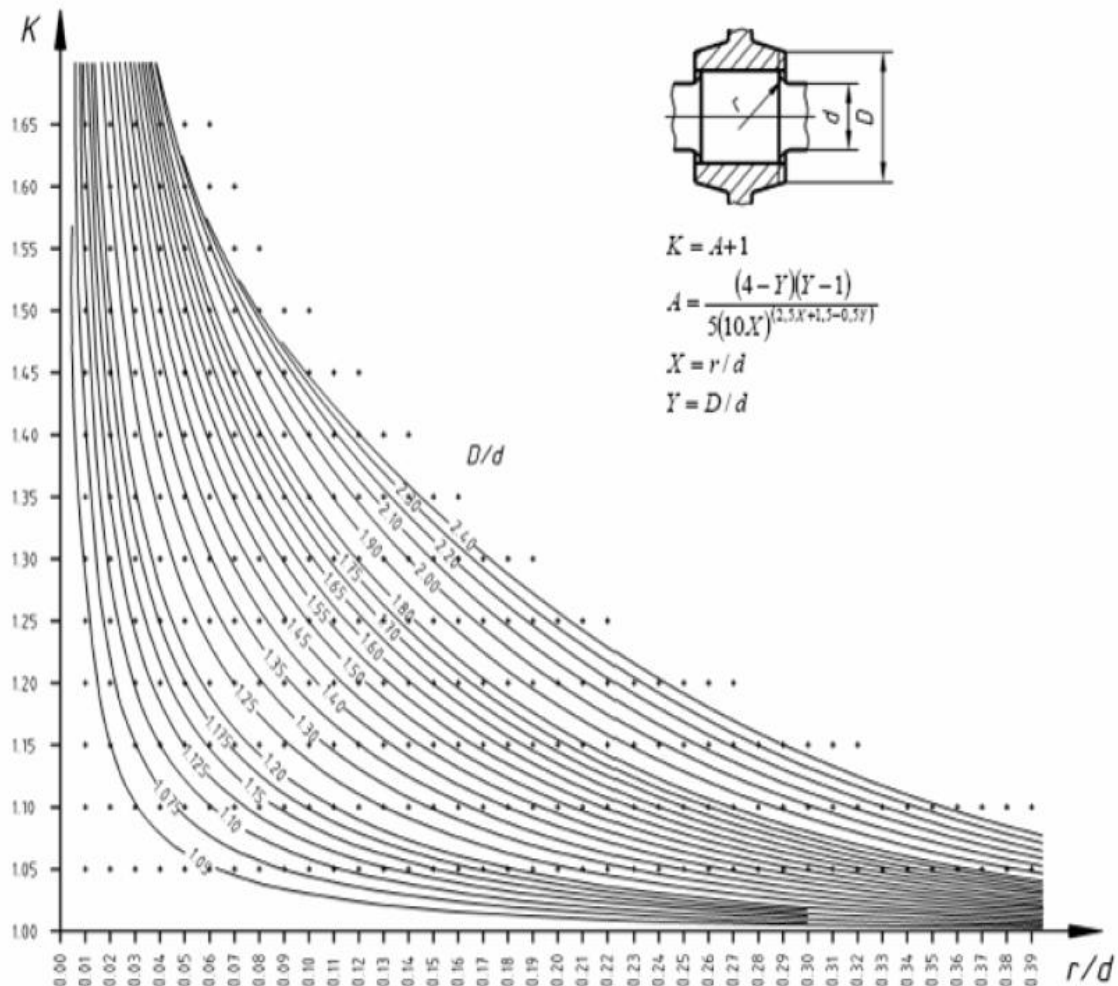


Ilustración 32. Coeficiente de concentración de esfuerzos (partes cilíndricas).

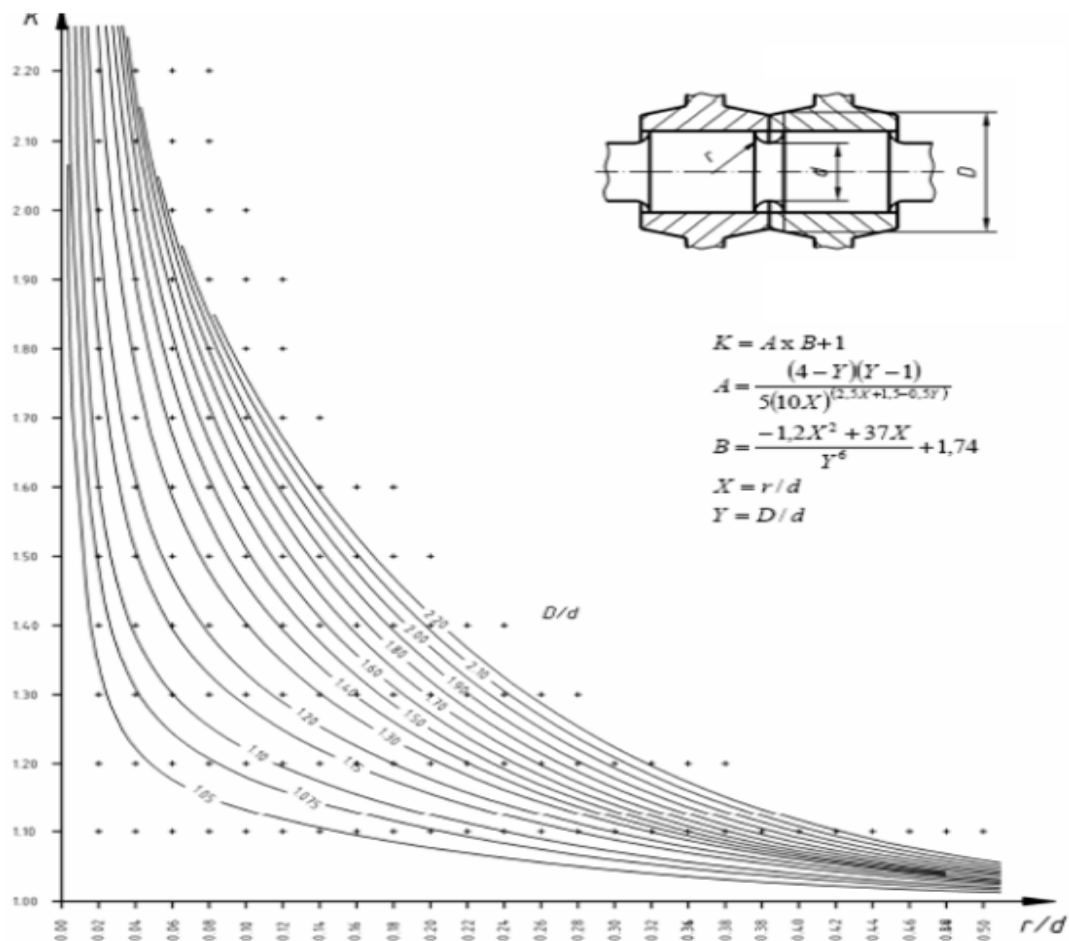


Ilustración 33. Coeficiente de concentración de esfuerzos (acanaladura).

Para optimizar el proceso de dimensionado esta función se integra dentro de un bucle con la finalidad de llevar a cabo un proceso de cálculo iterativo¹¹ del valor de los diámetros del eje ferroviario.

¹¹ El valor de K es utilizado para el cálculo del diámetro a la vez que su valor es dependiente del valor del diámetro.



Función encargada de calcular K.

```
function [K]=K(tipo,r,d,D)
%Calculo del concentrador de tensiones en funcion de la geometria

x=r/d;
y=D/d;
switch tipo
case 'partes_cilindricas'
    A=((4-y).*(y-1))./(5.*(10.*x).^(2.5.*x+1.5-0.5.*y));
    K=A+1;
    return;
case 'acanaladura'
    A=((4-y).*(y-1))./(5.*(10.*x).^(2.5.*x+1.5-0.5.*y));
    B=(-1.2.*x.^2+37.*x)./y.^6+1.74;
    K=A.*x.*B+1;
    return;
otherwise
    disp('Error en la selección del tipo de concentrador de
esfuerzos');
    disp('Revise código')
    return;
end
```

2.2.4. Biblioteca de rodamientos

La biblioteca de rodamientos permite, gracias a su algoritmo, además de seleccionar el fabricante y sus respectivos rodamientos, la búsqueda y selección del rodamiento óptimo para cada diámetro siguiendo siempre el criterio más conservador.

Para la selección del rodamiento no es condición indispensable que el catálogo de rodamientos contenga el valor de los diámetros en orden.

La función encargada para la selección del rodamiento es:

Ecuación 3. Algoritmo de selección de rodamientos

```
aux=d-v;  
diametro=v(find(aux==max(aux(find(aux<=0)))));
```

Detalle de la función de selección de rodamientos.

```
function [diametro]=diametro_catalogo(fabricante,d)  
%Esta función permite seleccionar el rodamiento necesario para nuestro  
eje  
%entre de una lista de fabricantes  
%La función escoge el tamaño óptimo indiferentemente del orden en que  
se  
%introduzcan los rodamientos.  
  
switch fabricante  
case 'skf'  
v=[5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100  
105 110 115 120 125 130 135 140 145 150 155 160 165 170 175 180 185  
190 195 200 210 220 230 240 250 260 270 280 290 300 320];  
case 'fab1'  
v=[2 20 4 5 8 5.5 10 5.6];  
case 'fab2'  
v=[1 2 3 4 5 6 7 8 9];  
otherwise  
disp('Error en la selección del fabricante de rodamientos');  
disp('Revise código')  
end  
  
aux=d-v;  
diametro=v(find(aux==max(aux(find(aux<=0)))));
```

2.2.5. Exportar datos a Pro ENGINEER

La función 'pro_engineer' presenta la estructura de datos necesaria para poder exportar los valores característicos del apartado de análisis y diseño al apartado de modelado 3D con Pro ENGINEER.

Función para la exportación de datos:

```
function pro_engineer(v1,v2,v3,v4,v5,v6,v7,v8)
%Estructura de datos de Pro ENGINEER, recopilación de los valores
%dimensionales calculados y la posterior exportación del archivo para
la
%regeneración de la plantilla eje.prt que contiene un modelo
parametrico
%del eje ferroviario.

    nombre_archivo=input('Indica el nombre del archivo
(nombre.txt): ','s');
    myformat = 'd1=%d\n';
    fid = fopen(nombre_archivo,'w');
    fprintf(fid, 'd0=%d\n', v1);%long_cuerpo
    fprintf(fid, 'd1=%d\n', v2);%d
    fprintf(fid, 'd2=%d\n', v3);%long_rueda
    fprintf(fid, 'd3=%d\n', v4);%Dnew
    fprintf(fid, 'd4=%d\n', v5);%long_obturador
    fprintf(fid, 'd5=%d\n', v6);%Dnew-50
    fprintf(fid, 'd6=%d\n', v7);%long_manetas
    fprintf(fid, 'd7=%d\n', v8);%Dnew-80
    fclose(fid);
    disp('Datos guardados con exito!');
%Operadores aritmeticos:
%+ (addition)
%- (subtraction)
%* (multiplication)
%^ (exponentiation)
%/ (division)
%() (parenthesis)
%Operadores de asignación
%=(equal to)
%Operadores de comparación
%if d1<=d2
```

2.3. OTROS DOCUMENTOS

2.3.1. Modelado de engranajes usando Pro ENGINEER

Descripción del modelado de la evolvente de los dientes de un engranaje usando la herramienta interna de programación que incluye Pro ENGINEER.

Esta plantilla lleva definida las expresiones matemáticas que permiten describir el perfil de los dientes usando curvas de radio variable. No sería posible diseñar esta trayectoria de forma exacta de otro modo.

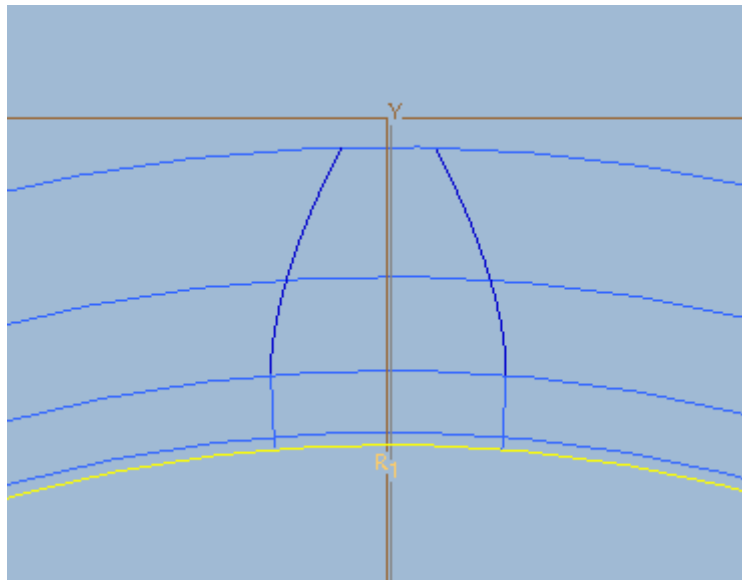


Ilustración 34. Evolvente del diente de un engranaje.

El código utilizado para la creación de los engranajes permite la modificación del modelo en función de los parámetros como el Pitch y el numero de dientes (Z) introducidos en la paleta de 'Parámetros'

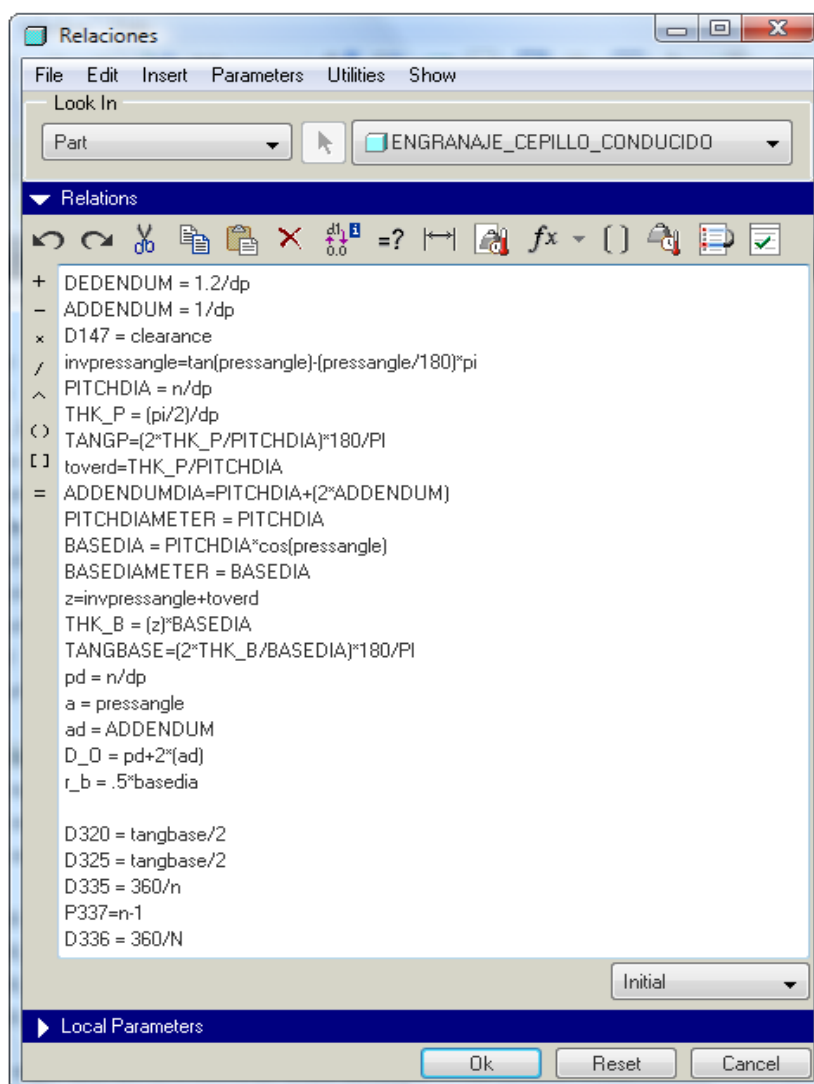


Ilustración 35. Algoritmo para la generación de una evolvente.

Luego está definida una ventana donde se permite al usuario ver todos los parámetros que intervienen y cuales puede modificar para tener el engranaje que mejor se ajuste a sus necesidades

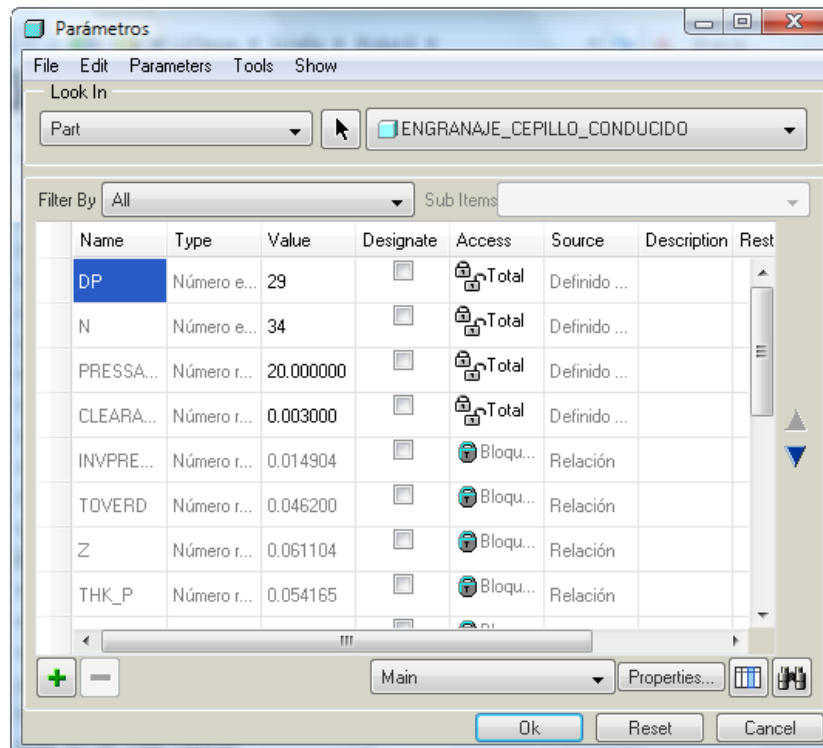


Ilustración 36. Ventana de edición de parámetros.

2.3.2. Crear ejecutables con Matlab

2.3.2.1. Introducción

En el tutorial se indican y describen los pasos necesarios para poder crear archivos ejecutables a partir de programas realizados con Matlab.

El objetivo final es disponer de aplicaciones basadas en código Matlab que pueden correr en cualquier ordenador indiferentemente de que tengan o no instalado el software Matlab.

La interface de todos estos ejecutables está basada en el formato GUIDE que también incorpora Matlab.

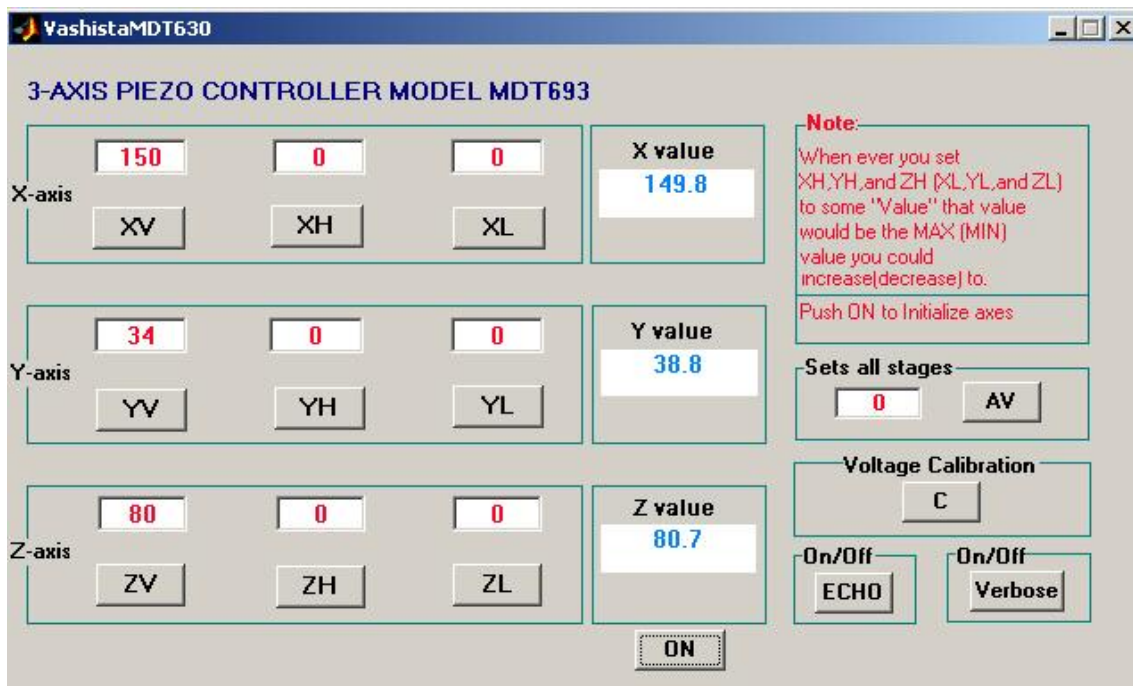


Ilustración 37. GUIDE



2.3.2.2. Requisitos

Para poder crear archivos .exe, es decir, programas diseñados con Matlab que pueden ser ejecutados desde cualquier ordenador sin necesidad de tener instalado el software Matlab necesitamos:

- **Compilador**

Compilar de forma correcta y fácilmente solo es posible con las siguientes versiones de Matlab:

- MATLAB V7.1 RELEASE 14 SERVICE PACK 3.
- MATLAB V7.2 RELEASE 2006^a; gran sencillez, pero algunos programas hechos en versiones anteriores requerirán ser revisados en esta versión.

- **Configuración**

Por defecto Matlab no tiene ningún compilador instalado, el primer paso será seleccionar el compilador con el que queremos que trabaje el programa. Generalmente, por sencillez y disponibilidad utilizaremos el compilador que Matlab tiene asociado.

>>mbuild -setup

A la pregunta de si queremos que localice compiladores disponibles:

>>y

Seleccionamos el compilador que queramos usar: (El compilador (1) es el compilador interno de Matlab, el compilador (2) y sucesivos son la lista de compiladores que tiene nuestro ordenador, como por ejemplo; 'visual studio').

>>1

Decimos que está todo correcto (y):

>>y

Esperamos unos instantes a que Matlab se reconfigure.

- **Interface Guide**

Para poder hacer nuestros ejecutables estos tienen que estar basados en una interface Guide. Guide es la forma más visual de usar el código Matlab, donde podemos configurar la interface de nuestro código Matlab adaptándolo a las necesidades de cada programa.

2.3.2.3. Instrucciones

Abrir la interface grafica donde están los pasos para crear el ejecutable.

>>deploytool

Creamos un nuevo proyecto. (Las versiones más actuales de Matlab ya piden que se defina el nombre antes de cargar la ventana *deployment tool*).

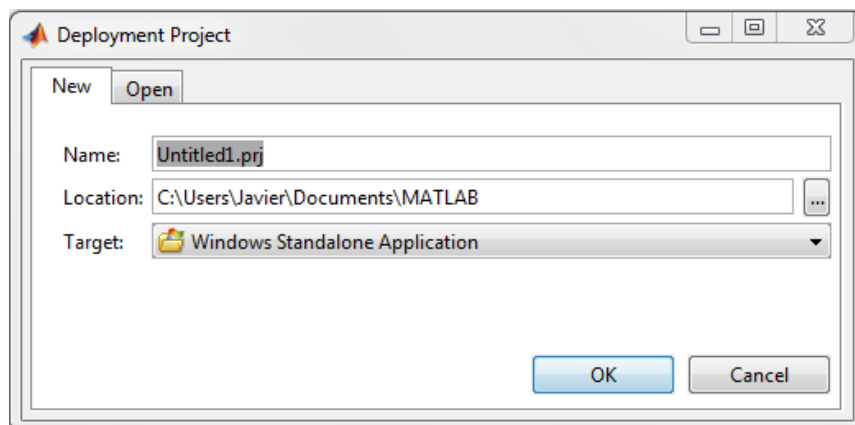


Ilustración 38. Deployment Project

Añadimos la función principal en **Main function**

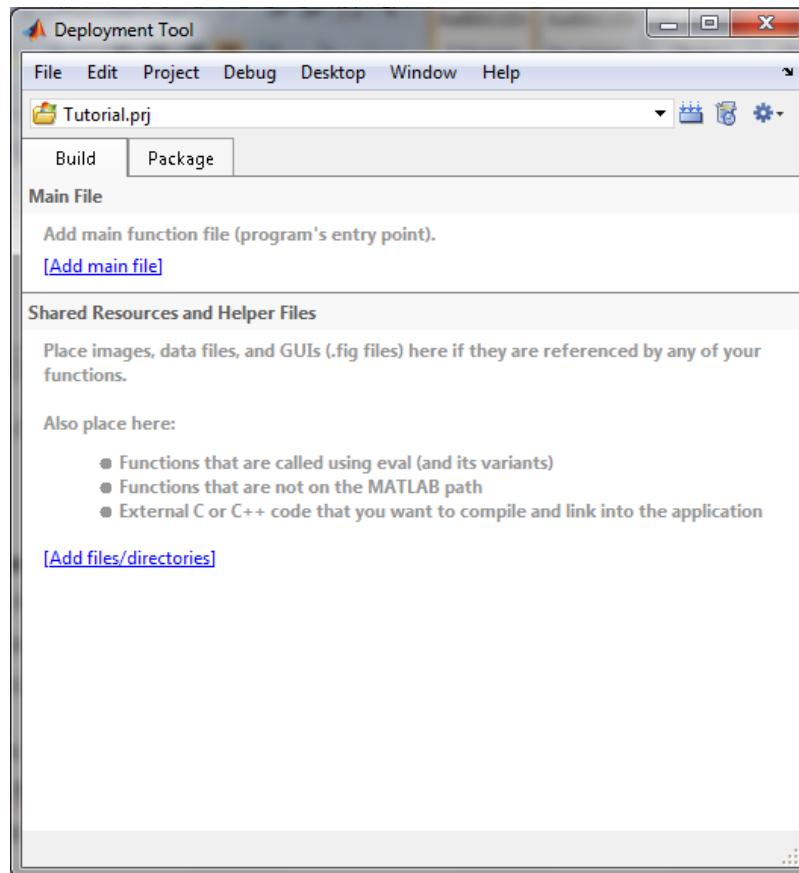


Ilustración 39. Selección de las funciones

En **Other files** o **Shared Resources and Helper Files** añadimos archivos relacionados con el archivo.m principal, como por ejemplo la interface de Guide que tiene extensión .fig, también añadimos imágenes que complementen la guide (fondos de la aplicación), otros archivos que tenemos que añadir son las funciones que utiliza nuestra función principal y que hemos definido nosotros. (Estas funciones suelen estar en el directorio principal que tengamos establecido para trabajar con Matlab)

En opciones del proyecto, en empaquetado “*Packaging*” seleccionamos **Include MATLAB Component Runtime (MCR)**, con eso conseguimos que se pueda ejecutar nuestra aplicación sin necesidad de tener instalado Matlab en ese ordenador.

En versiones más recientes de Matlab el paso anterior lo efectuamos en la ventana de “*Package*”/Add MCR.

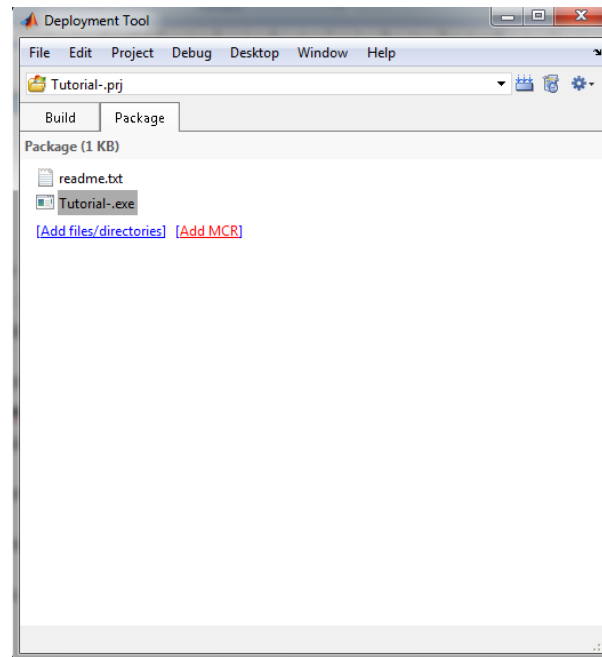


Ilustración 40. Add MCR

Cuando tenemos todas las funciones adjuntadas al paquete (en “*Package*” podemos consultar también todo lo que tenemos adjunto) compilamos la aplicación en **Build**.

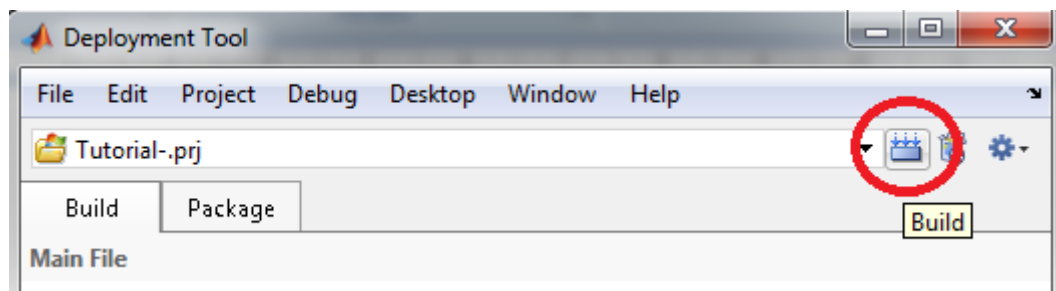


Ilustración 41. Compilador de Matlab

En la ventana “*Deployment Tool*” podemos antes de compilar la aplicación podemos realizar las configuraciones que mejor se adapten a nuestro interés.



2.3.2.4. Referencias

Los siguientes enlaces muestran video tutoriales de cómo crear un ejecutable¹².

<http://www.youtube.com/watch?v=xfMXWCX6Ei4>

http://www.youtube.com/watch?v=ewQvH7C_YIE

¹² No incluyen la parte de configuración del compilador



2.3.3. Catálogo de materiales para la fabricación del eje

2.3.3.1. ACERO AISI-SAE 1045 (UNS G10450)

Es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarias en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada.

Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria, como piñones, cuñas, ejes, tornillos, parte de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

Tabla 1. Propiedades¹³ del Acero AISI-SAE 1045

Acero AISI-SAE 1045 (UNS G10450)	
Normas involucradas	ASTM A108
Propiedades mecánicas	
Dureza	163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de fluencia	310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo máximo	565 MPa (81900 PSI)
Elongación	16% (en 50 mm)
Reducción de área	40%

¹³ Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño



Módulo de elasticidad	200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad	57% (AISI 1212 = 100%)
Propiedades físicas	
Densidad	7.87 g/cm ³
Propiedades químicas	
	0.43-0.50% C
	0.60-0.90% Mn
	0.04% P máx
	0.05% S máx
Tratamientos térmicos	Normalizado a 900 °C y recocido a 790 °C

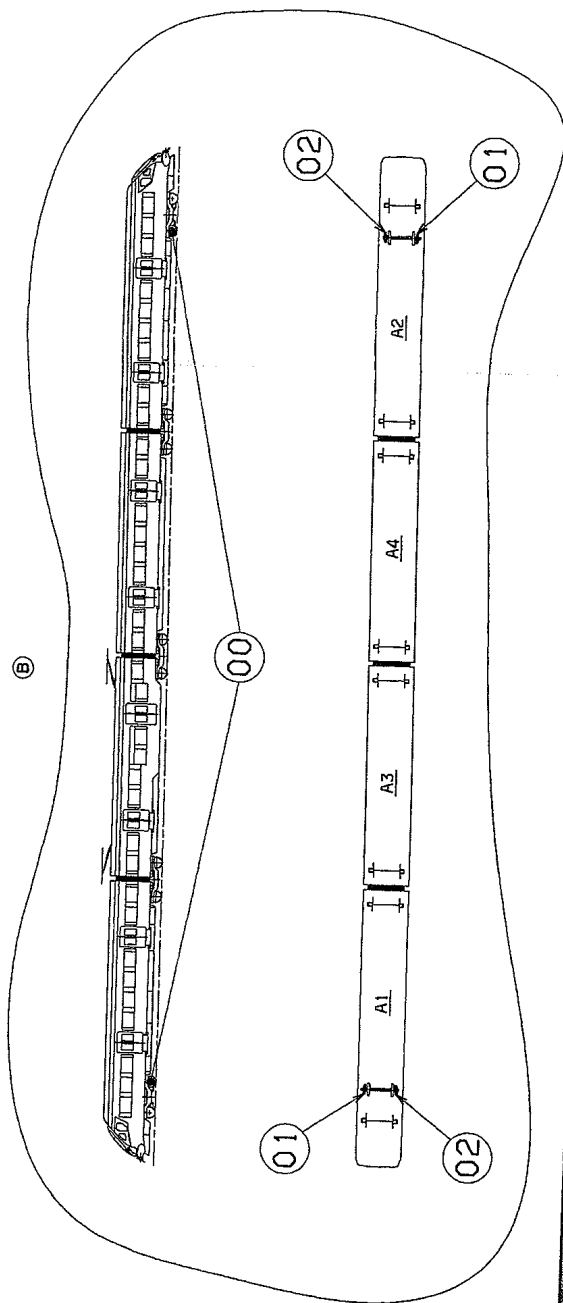
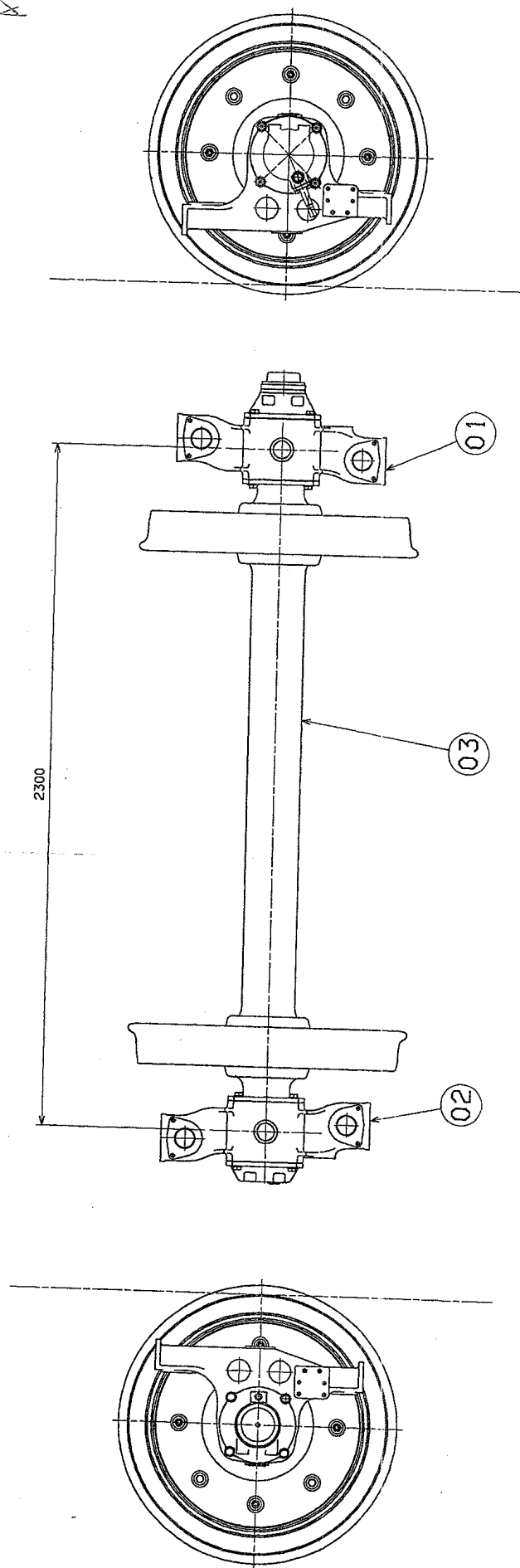


3. PLANOS



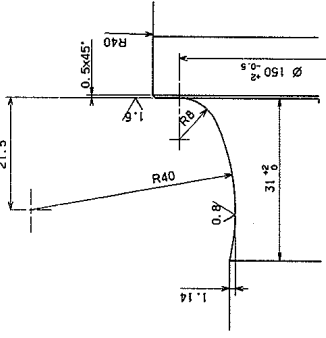
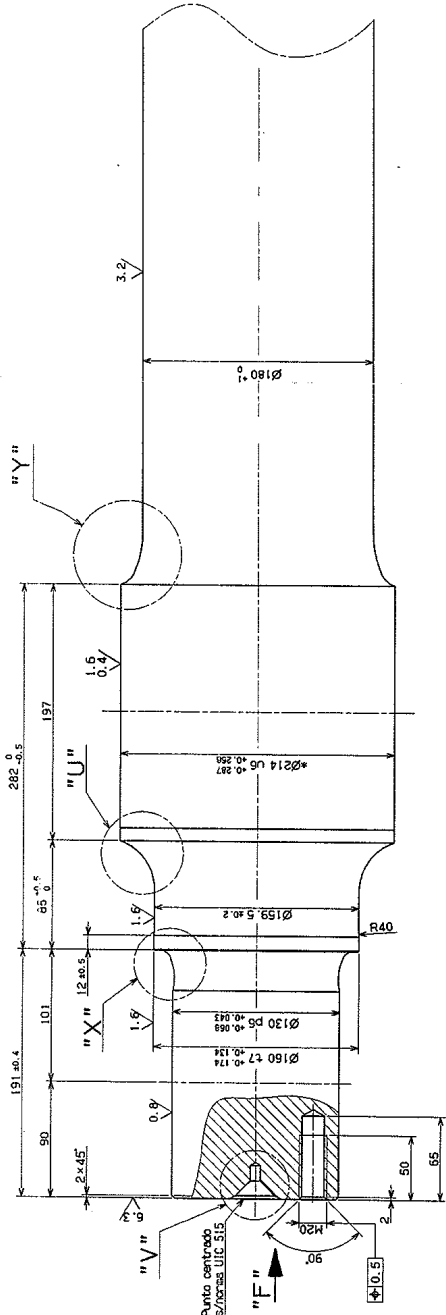
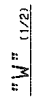
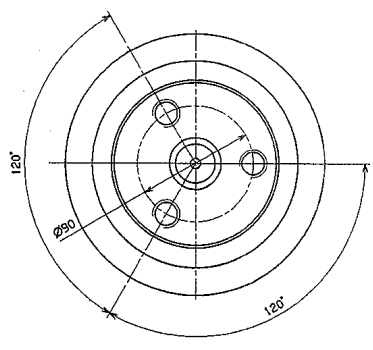
ÍNDICE PLANOS

3. PLANOS.....	143
3.1. CONJUNTO EJE MONTADO	145
3.2. CUERPO DEL EJE	146



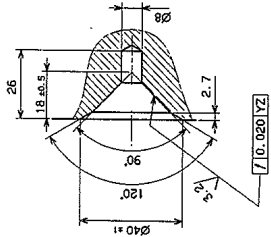
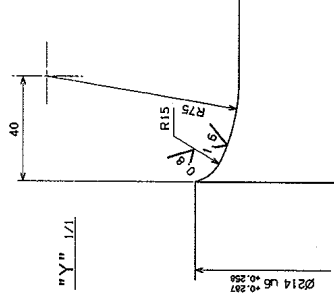
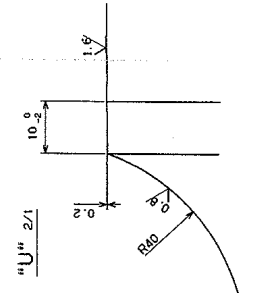
04	PINTURA	1	M. 79.58.001.00		3	2.500
03	EJE MONTADO	1	X. 01.00622.00		0	1526.
02	CONJ. CAJA GASA ANTELOQ	1	M. 79.03.004.00		0	113.7
01	CONJ. CAJA GASA R.C. Y P	1	M. 79.03.001.00		0	119.1
00	CONJUNTO EJE MONTADO	1			3	1761.

FECHA	NOMBRES	N.º. RENFE O NOMB. PARTICIPANTE	N.º. RENFE O NOMB. LINEA	PERO UNITARIO	NOTAS Y OBSERVACIONES
		CANT.			
MODIFICACIONES					
A 12-10-82	Arce				
B 15-10-83	Reñal				
C 15-10-83	Reñal				
PLAN 11"					
SUSTITUTO A:					
DISEÑO (NOMENCL.)					
CONJUNTO EJE MONTADO					
M. 79.01.502					
ALSTOM					



NOTAS:

- El cuerpo de este satisfaca las condiciones de la Tabla AUC para la Especificación Técnica de RENFE 03.373.001.1
- Cantos no especificados R=0.5
- * Limite de utilidad 2209

[illegible]



4. PLIEGO DE CONDICIONES



ÍNDICE PLIEGO DE CONDICIONES

4.	PLIEGO DE CONDICIONES	147
4.1.	RECURSOS	149
4.2.	DISPOSICION FINAL.....	150



4.1. RECURSOS

Para la arquitectura de comunicación entre Matlab y Pro ENGINEER que se propone en este proyecto será necesario el uso de un hardware y un software determinado que cumpla con los requisitos mínimos establecidos para garantizar el correcto funcionamiento de todas tus aplicaciones y funcionalidades.

La realización del proyecto se basa por un lado en el cálculo de valores característicos y posteriormente por otro lado la fase de modelado 3D. Con fin de conseguir un buen resultado en el desarrollo y funcionamiento del proyecto es necesario tener a disposición un equipo informático que cuente principalmente con gran capacidad de cálculo, siendo recomendado para esta tarea los procesadores de varios núcleos, y por otro lado para la fase de modelado se requiere el disponer de tarjetas graficas independientes.

En el apartado de software es necesario tener instalado en el equipo de trabajo una licencia de Matlab para poder realizar el análisis y el dimensionado.

Para poder visualizar y completar el estudio es necesario también contar con una licencia de Pro ENGINEER para poder visualizar el modelo 3D generado a partir del primer modulo de cálculo con Matlab.

Resaltar también la posibilidad de desarrollar el proyecto usando licencias educacionales o ediciones universitarias tanto para Matlab como para el uso de Pro ENGINEER. Tales permisos están disponibles en la Universidad Carlos III de Madrid.



4.2. DISPOSICION FINAL

El modelado de un eje ferroviario propuesto a modo de ejemplo para desarrollar la arquitectura de integración entre Matlab y Pro ENGINEER tiene únicamente finalidad en el ámbito de la investigación y en ningún momento puede usarse como método oficial para el desarrollo y diseño de ejes ferroviarios.

El uso de licencias de carácter educacional prohíbe el uso de los programas con fines lucrativos.

Para cumplir con su finalidad, el programa de análisis y dimensionado puede ser modificado, para adaptarse a otras especificaciones de diseño, por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid.

El autor:

Javier Moreno Blanc

Leganés, octubre de 2011



5. ESTADO DE MEDICIONES



ÍNDICE ESTADO DE MEDICIONES

5.	ESTADO DE MEDICIONES	151
5.1.	INTRODUCCION	153
5.2.	TRABAJO DE INGENIERIA	154
5.3.	RECURSOS INFORMATICOS.....	154



5.1. INTRODUCCION

Este documento básico del proyecto tiene la finalidad de mostrar una lista detallada de todo el material y medios necesarios para el desarrollo de este proyecto.

La estructuración del estado de mediciones, divide el proyecto en:

- **Trabajo de ingeniería:** Detallar y contabilizar el tiempo que el ingeniero invierte en el estudio de las diferentes etapas del proyecto, donde la principal tarea se basa en el desarrollo e implementación del código para en análisis y dimensionado de un eje ferroviario según norma UNE-EN 13103.
- **Recursos informáticos:** Listado de los recursos informáticos hardware y software empleados para la correcta realización del proyecto. El estado de mediciones de los recursos software hará referencia a licencias de uso del programa en cuestión.



5.2. TRABAJO DE INGENIERIA

Tabla 2. Duración del trabajo de ingeniería.

Etapa	Horas
Introducción al proyecto y estudios previos	30
Estudio de los antecedentes	10
Interpretación de la normativa	10
Creación de ejecutables con Matlab	10
Desarrollo de la arquitectura de integración	255
Programa de análisis y dimensionado	200
Diseño de la plantilla paramétrica del eje	5
Exportar datos dimensionales a Pro ENGINEER	50
Documentación y redactado	65
Búsqueda de la documentación necesaria para el redactado	5
Redactado del proyecto	50
Obtención de planos	10
Total	350 horas

5.3. RECURSOS INFORMATICOS

Tabla 3. Listado de recursos informáticos.

Denominación	Cantidad
Ordenador Personal	1
Ordenador personal SAMSUNG R70, con procesador Intel Core 2 Duo a 3 GHz, 4GB Ram, tarjeta grafica Nvidia Geforce 8600GS, disco duro de 500GB, pantalla TFT + sistema operativo Windows 7 Profesional Edition.	



Microsoft Office 2007 Profesional Edition	1
Suite de oficina que abarca e interrelaciona aplicaciones de escritorio, servidores y servicios para los sistemas operativos Microsoft Windows y Mac OS X.	
Matlab	1
Software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). Disponible para las plataformas Unix, Windows y Apple Mac OS X.	
Pro ENGINEER	1
Software de diseño paramétrico, fabricación e ingeniería asistida por computadora de PTC Corporation. Incorpora una suite para diseño mecánico, análisis de comportamiento (esfuerzos, térmicos, fatiga, eléctrico) y creación de archivos para la fabricación asistida por computadora.	

El autor:

Javier Moreno Blanc

Leganés, octubre de 2011



6. PRESUPUESTO



ÍNDICE PRESUPUESTO

6. PRESUPUESTO	156
6.1. INTRODUCCION	158
6.2. TRABAJO DE INGENIERIA	159
6.3. RECURSOS INFORMATICOS.....	159
6.4. RESUMEN	162



6.1. INTRODUCCION

Basado en el estado de mediciones¹⁴ descrito en el apartado anterior, el presupuesto determinará el coste económico del objeto del proyecto.

En el resumen del presupuesto solo hace referencia al presupuesto de ejecución material, despreciando tanto los gastos generales como el beneficio industrial, por tratarse de un proyecto enmarcado en el ámbito de la investigación.

¹⁴ El presupuesto sigue también la misma ordenación que el estado de mediciones.



6.2. TRABAJO DE INGENIERIA

Para calcular el coste económico del trabajo de ingeniería se estipula para el ingeniero encargado del diseño y redactado del diseño un remuneración de 20 €/hora.

Tabla 4. Coste económico del trabajo de ingeniería.

Etapas	Horas	Importe (€)
Introducción al proyecto y estudios previos	30	600
Estudio de los antecedentes	10	
Interpretación de la normativa	10	
Creación de ejecutables con Matlab	10	
Desarrollo de la arquitectura de integración	255	5.100
Programa de análisis y dimensionado	200	
Diseño de la plantilla paramétrica del eje	5	
Exportar datos dimensionales a Pro ENGINEER	50	
Documentación y redactado	65	1.300
Búsqueda de la documentación necesaria	5	
Redactado del proyecto	50	
Obtención de planos	10	
Total	350 horas	7.000 €

6.3. RECURSOS INFORMATICOS

Tabla 5. Coste económico de los elementos comerciales.

Denominación	Unidades	Coste (€/U)	Importe (€)
Ordenador Personal	1	1.200	1.200



Ordenador personal SAMSUNG
R70, con procesador Intel Core 2
Duo a 3 GHz, 4GB Ram, tarjeta
grafica Nvidia Geforce 8600GS,
disco duro de 500GB, pantalla TFT
+ sistema operativo Windows 7
Profesional Edition..

Microsoft Office 2007 Profesional	1	350	350
--	---	-----	-----

Suite de oficina que abarca e
interrelaciona aplicaciones de
escritorio, servidores y servicios
para los sistemas operativos
Microsoft Windows y Mac OS X.

Matlab	1	Licencia	0
---------------	---	----------	---

Software matemático que ofrece
un entorno de desarrollo integrado
(IDE) con un lenguaje de
programación propio (lenguaje M).
Disponible para las plataformas
Unix, Windows y Apple Mac OS X.

Pro ENGINEER	1	Licencia	0
---------------------	---	----------	---

Software de diseño parametrico,
fabricación e ingeniería asistida por
computadora de PTC Corporation.
Incorpora una suite para diseño
mecánico, análisis de
comportamiento (esfuerzos,
térmicos, fatiga, eléctrico) y



creación de archivos para la
fabricación asistida por
computadora.

Total	1.550 €
--------------	----------------



6.4. RESUMEN

En el siguiente apartado muestra un resumen del presupuesto.

Tabla 6. Resumen del coste económico del proyecto.

ARQUITECTURA DE INTEGRACIÓN ENTRE MATLAB Y PRO ENGINEER

TRABAJO DE INGENIERIA.....	7.000
RECURSOS INFORMATICOS.....	1.550
PRESUPUESTO DE EJECUCION.....	8.550 €

El autor:

Javier Moreno Blanc

Leganés, octubre de 2011

